



# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

## **FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE  
UNA CAJA DE CAMBIOS MANUAL DE TRES EJES, UTILIZADA  
EN VEHÍCULOS PESADOS, PARA EL LABORATORIO DE LA  
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

**GALARZA VILLAFUERTE LUIS ENRIQUE  
PÉREZ BASANTES BRYAN SILVERIO**

## **TESIS DE GRADO**

**Previa a la obtención del Título de:**

# **INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2014**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**2013 -07 -08**

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**LUIS ENRIQUE GALARZA VILLAFUERTE**

---

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE UNA CAJA DE CAMBIOS MANUAL DE TRES EJES, UTILIZADA EN VEHÍCULOS PESADOS, PARA EL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

---

Ing. Marco Santillán Gallegos  
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Víctor David Bravo Morocho  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Raúl Vinicio Cabrera Escobar  
ASESOR DE TESIS

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**2013 -07 -08**

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**BRYAN SILVERIO PÉREZ BASANTES**

---

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE UNA CAJA DE CAMBIOS MANUAL DE TRES EJES, UTILIZADA EN VEHÍCULOS PESADOS, PARA EL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

---

Ing. Marco Santillán Gallegos  
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Víctor David Bravo Morocho  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Raúl Vinicio Cabrera Escobar  
ASESOR DE TESIS

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** LUIS ENRIQUE GALARZA VILLAFUERTE

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE UNA CAJA DE CAMBIOS MANUAL DE TRES EJES, UTILIZADA EN VEHÍCULOS PESADOS, PARA EL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

**Fecha de Examinación:** 2014-02-21

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Víctor David Bravo Morocho DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Raúl Vinicio Cabrera Escobar ASESOR			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Marco Santillán Gallegos  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** BRYAN SILVERIO PÉREZ BASANTES

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE UNA CAJA DE CAMBIOS MANUAL DE TRES EJES, UTILIZADA EN VEHÍCULOS PESADOS, PARA EL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

**Fecha de Examinación:** 2014-02-21

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Víctor David Bravo Morocho DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Raúl Vinicio Cabrera Escobar ASESOR			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Marco Santillán Gallegos  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

Luis Enrique Galarza Villafuerte

---

Bryan Silverio Pérez Basantes

## **DEDICATORIA**

Todo este trabajo se lo dedico a todas las personas que directa o indirectamente estuvieron involucrados en el desarrollo de mis estudios, en especial a mi familia, amigos y compañeros, que fueron la base para culminar esta meta.

**Luis Galarza Villafuerte**

El presente trabajo lo dedico primeramente a Dios quien con su infinito poder me ha iluminado para concluir con mi carrera, a mi familia y en especial a mi hijo Nicolás que ha llenado de felicidad cada segundo de mi vida desde que está a mi lado.

**Bryan Pérez Basantes**

## **AGRADECIMIENTO**

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Nuestro más profunda gratitud, con admiración y respeto a los ingenieros David Bravo y Raúl Cabrera, que guiaron todo el proceso de desarrollo de tesis hasta su defensa.

A todos los Docentes y Administrativos de la Escuela de Ingeniería Automotriz por haber ayudado a nuestra formación como profesionales al aportar conocimientos y experiencia.

**Luis Galarza Villafuerte**

**Bryan Pérez Basantes**



## CONTENIDO

	Pág.
<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 <i>Objetivo general</i> .....	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i> .....	2
<b>2. MARCO TEÓRICO</b>	
2.1 Introducción.....	4
2.2 Trenes de mecanismos.....	5
2.2.1 <i>Trenes de engranajes</i> .....	6
2.2.2 <i>Relaciones de transmisión</i> .....	7
2.2.2.1 <i>Cálculo de la relación de transmisión</i> .....	8
2.3 Caja de cambios.....	8
2.3.1 <i>Cambio de velocidades</i> .....	9
2.3.2 <i>Ubicación de una caja por disposición del motor</i> .....	10
2.3.3 <i>Tipos de cajas de cambio</i> .....	11
2.3.3.1 <i>Cajas de cambio manuales</i> .....	11
2.3.3.2 <i>Caja de cambios automática</i> .....	11
2.3.4 <i>Principio de funcionamiento de una caja de cambios manual</i> .....	11
2.3.5 <i>Constitución de una caja de cambios</i> .....	15
2.3.5.1 <i>Eje</i> .....	15
2.3.5.2 <i>Engranajes del sistema</i> .....	16
2.3.5.3 <i>Rodamientos</i> .....	16
2.3.5.4 <i>Sincronizadores</i> .....	16
2.3.5.5 <i>Sistema de mando</i> .....	17
2.3.5.6 <i>Carcasa</i> .....	19
2.4 Principio de funcionamiento de una caja manual para equipo pesado.....	20
2.4.1 <i>Características de las transmisiones de camiones de carga pesada</i> .....	20
2.4.1.1 <i>Contraejes múltiples</i> .....	20
2.4.1.2 <i>Gamas (ranges) y separadores (splitters)</i> .....	21
2.4.1.3 <i>Control de gamas (ranges)</i> .....	21
2.5 Eaton Fuller.....	22
2.6 Conceptos de diseño.....	23
2.6.1 <i>Engranajes</i> .....	23
2.6.1.1 <i>Engranajes rectos</i> .....	23
2.6.1.2 <i>Engranajes helicoidales</i> .....	23
2.6.1.3 <i>Engranajes cónicos e hipoides</i> .....	23
2.6.2 <i>Características de los engranajes rectos</i> .....	23
2.6.3 <i>Relaciones para el cálculo de perfil de engranajes</i> .....	24
2.6.4 <i>Geometría del engrane</i> .....	24
2.6.4.1 <i>Perfil de envolvente del engrane</i> .....	24
2.6.4.2 <i>Paso</i> .....	25
2.6.4.3 <i>Paso circular</i> .....	25
2.6.6.4 <i>Paso diametral</i> .....	26
2.6.6.5 <i>Metodología para construir engranajes de dientes rectos</i> .....	26

<b>3.</b>	<b>DISEÑO DEL BANCO DIDÁCTICO</b>	
3.1	Requerimientos para el diseño.....	28
3.2	Proceso para el diseño de una caja de cambios.....	29
3.2.1	<i>Dimensiones de la caja de cambios.....</i>	29
3.2.2	<i>Establecimiento del número marchas y sus relaciones.....</i>	30
3.2.3	<i>Par motor y potencia.....</i>	31
3.2.4	<i>Especificaciones de engranes.....</i>	32
3.2.4.1	<i>Módulo.....</i>	32
3.2.4.2	<i>Ángulo de presión.....</i>	33
3.2.4.3	<i>Número de etapa para las marchas.....</i>	33
3.2.4.4	<i>Número de engranes.....</i>	34
3.2.5	Número de ejes y disposición de los engranes.....	35
3.2.5.1	<i>Eje primario.....</i>	35
3.2.5.2	<i>Eje secundario.....</i>	35
3.2.5.3	<i>Contraejes de la caja principal.....</i>	36
3.2.5.4	<i>Contraejes para la caja auxiliar.....</i>	37
3.2.5.5	<i>Eje final o de salida.....</i>	37
3.2.5.6	<i>Designacion de ejes y engranes.....</i>	39
3.2.6	Resumen de ejes y engranes.....	40
3.2.7	<i>Flujo de movimiento para las diferentes marchas o cambio.....</i>	41
3.2.7.1	<i>Marcha atrás o reversa.....</i>	41
3.2.7.2	<i>Marcha low.....</i>	42
3.2.7.3	<i>Primera marcha.....</i>	42
3.2.7.4	<i>Segunda marcha.....</i>	43
3.2.7.5	<i>Tercera marcha.....</i>	43
3.2.7.6	<i>Cuarta marcha.....</i>	44
3.2.7.7	<i>Quinta marcha.....</i>	44
3.2.7.8	<i>Sexta marcha.....</i>	45
3.2.7.9	<i>Séptima marcha.....</i>	45
3.2.7.10	<i>Octava marcha.....</i>	46
3.2.8	<i>Mecanismo de accionamiento.....</i>	46
3.2.8.1	<i>Sincronizadores.....</i>	47
3.2.8.2	<i>La horquilla.....</i>	47
3.2.8.3	<i>La barra desplazable o cerrojo.....</i>	47
3.2.8.4	<i>El dedo selector.....</i>	47
3.2.8.5	<i>Varillaje.....</i>	47
3.2.8.6	<i>La palanca de cambios.....</i>	48
3.2.8.7	<i>Carcasa de la caja de cambios.....</i>	48
<b>4.</b>	<b>ANÁLISIS, CÁLCULOS Y DIMENSIONAMIENTO</b>	
4.1	Cálculo y dimensionamiento de engranaje.....	49
4.1.1	<i>Cálculo del número total de dientes entre engranajes.....</i>	51
4.1.2	<i>Número de dientes para engranes de séptima marcha.....</i>	53
4.1.3	<i>Cálculo del número de dientes de engranes para la sexta marcha.....</i>	54
4.1.4	<i>Cálculo del número de dientes de engranes para la quinta marcha.....</i>	55
4.1.5	<i>Cálculo del número de dientes de engranes para la cuarta marcha.....</i>	56
4.1.6	<i>Cálculo del número de dientes de engranes para marcha atrás.....</i>	57
4.1.7	<i>Resumen de engranes con sus números de dientes.....</i>	58
4.1.8	<i>Distribución de los engranes en los ejes.....</i>	59
4.2	Análisis cinemático de la caja de cambios didáctica.....	60

4.2.1	<i>Análisis cinemático de la marcha de reversa.....</i>	60
4.2.2	<i>Análisis cinemático de la marcha low.....</i>	61
4.2.3	<i>Análisis cinemático de la primera marcha.....</i>	62
4.2.4	<i>Análisis cinemático de la segunda marcha.....</i>	63
4.2.5	<i>Análisis cinemático de la tercera marcha.....</i>	64
4.2.6	<i>Análisis cinemático de la cuarta marcha.....</i>	65
4.2.7	<i>Análisis cinemático de la quinta marcha.....</i>	65
4.2.8	<i>Análisis cinemático de la sexta marcha.....</i>	66
4.2.9	<i>Análisis cinemático de la séptima marcha.....</i>	66
4.2.10	<i>Resumen de análisis cinemático.....</i>	67
4.3	<i>Cálculo de cargas.....</i>	68
4.3.1	<i>Cargas producidas en marcha de reversa.....</i>	70
4.3.2	<i>Cargas producidas en marcha low.....</i>	72
4.3.3	<i>Resumen de cargas producidas en los engranes.....</i>	75
4.3.3.1	<i>Cargas tangenciales (<math>Q_t</math>).....</i>	75
4.3.3.2	<i>Cargas radiales (<math>q_r</math>).....</i>	76
4.3.3.3	<i>Carga total (<math>W</math>).....</i>	77
4.4	<i>Análisis de esfuerzos.....</i>	78
4.4.1	<i>Esfuerzos en los engranajes.....</i>	78
4.4.2	<i>Análisis de engranes asistido por computadora.....</i>	79
4.4.3	<i>Análisis estático en los ejes asistido por computadora.....</i>	80
4.4.3.1	<i>Esfuerzo cortante y momento flector.....</i>	80
4.4.3.2	<i>Tensión máxima de von mises.....</i>	80
4.4.3.3	<i>Resumen de análisis con valores máximos.....</i>	86
4.4.4	<i>Análisis de cargas en carcasa.....</i>	87
4.5	<i>Selección de material.....</i>	87
4.5.1	<i>Engranes de plásticos.....</i>	87
4.5.2	<i>Material para engranes y ejes.....</i>	89
4.5.2.1	<i>Características principales.....</i>	90
4.5.5.2	<i>Ejemplos de aplicaciones.....</i>	90
4.5.3	<i>Material para carcasa.....</i>	90
4.6	<i>Selección de rodamientos.....</i>	91
<b>5.</b>	<b>CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO</b>	
5.1	<i>Maquinas herramientas y equipo utilizado.....</i>	92
5.1.2	<i>Descripción del proceso de construcción.....</i>	92
5.2	<i>Construcción de los engranajes.....</i>	93
5.3	<i>Construcción de los ejes.....</i>	96
5.4	<i>Construcción de la carcasa.....</i>	98
5.5	<i>Construcción del mecanismo de accionamiento.....</i>	101
5.6	<i>Estructura soporte.....</i>	102
5.7	<i>Implementación del motor trifásico.....</i>	103
<b>6.</b>	<b>FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS DEL BANCO DIDÁCTICO</b>	
6.1	<i>Plan de pruebas.....</i>	105
6.1.1	<i>Resistencia del banco didáctico.....</i>	105
6.1.2	<i>Cambios de marcha.....</i>	105
6.1.3	<i>Revoluciones de salida.....</i>	105
6.2	<i>Pruebas.....</i>	106
6.3	<i>Comprobación y resultados.....</i>	107
6.4	<i>Plan de mantenimiento.....</i>	108

6.4.1	<i>Mantenimiento.....</i>	108
6.4.2	<i>Mantenimiento preventivo.....</i>	109
6.4.3	<i>Mantenimiento correctivo.....</i>	109
6.4.4	<i>Fallas y averías.....</i>	109
6.4.5	<i>Soluciones.....</i>	110
6.5	Mantenimiento por número de prácticas.....	111
<b>7.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
7.1	Conclusiones.....	113
7.2	Recomendaciones.....	114
7.3	Recomendaciones para mejora.....	114

## **BIBLIOGRAFÍA**

## **ANEXOS**

## **PLANOS**

## LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Ventajas y desventajas de los rodamientos.....	16
2	Dimensiones reales y a escala de la caja de cambios.....	29
3	Relaciones de transmisión.....	30
4	Número de etapas necesarias.....	34
5	Número total de engranes necesarios.....	34
6	Designación de ejes y engranes.....	40
7	Designación de elementos de accionamiento.....	48
8	Iteraciones para el cálculo del número total de dientes.....	51
9	Aproximación sucesiva para número de dientes de séptima marcha.....	53
10	Aproximación sucesiva para número de dientes de sexta marcha.....	54
11	Aproximación sucesiva para número de dientes de quinta marcha.....	55
12	Aproximación sucesiva para número de dientes de cuarta marcha.....	56
13	Aproximación sucesiva para número de dientes de reversa.....	57
14	Engranajes con su número de dientes.....	58
15	Velocidades de cada eje en cada marcha.....	67
16	Cargas tangenciales que soportan los ejes por marcha.....	75
17	Cargas radiales que soportan los ejes por marcha.....	76
18	Cargas totales que soportan los ejes por marcha.....	77
19	Valores máximos de fuerza cortante, momento flector y Von Mises.....	86
20	Características del engrane A1.....	93
21	Características de los engranes del eje B.....	94
22	Características de los engranes del eje C.....	94
23	Características de los engranes del eje D.....	95
24	Características del engrane E.....	95
25	Dimensiones de los ejes.....	96
26	Medidas de la carcasa.....	98
27	Revoluciones obtenidas en las pruebas.....	107
28	Relaciones de transmisión obtenida y teórica.....	108
29	Plan de mantenimiento.....	112

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
1 Ford T, primer vehículo vendido en masa.....	5
2 Tren de engranaje simple.....	6
3 Tren de engranajes compuesto.....	7
4 Tren de engranes para cálculo de relación de transmisión.....	8
5 Caja de cambios transversal.....	10
6 Caja de cambios longitudinal.....	10
7 Partes de una caja de cambios de tres ejes.....	12
8 Funcionamiento de primera velocidad.....	12
9 Funcionamiento de segunda velocidad.....	13
10 Funcionamiento de tercera velocidad.....	13
11 Funcionamiento de cuarta velocidad.....	14
12 Funcionamiento en quinta velocidad.....	14
13 Sincronizador en despiece.....	17
14 Mecanismo de accionamiento.....	18
15 Horquilla para coronas.....	19
16 Mecanismo de accionamiento básico.....	19
17 Combinación con tres contraejes.....	21
18 Esquema de marchas.....	22
19 Diferencial Eaton Fuller.....	22
20 Nomenclatura de un engranaje.....	25
21 Engranes de caja Eaton Fuller RT 12609L.....	28
22 Cotas para tabla 2.....	30
23 Módulos normalizados AGMA.....	32
24 Ángulos de presión normalizados.....	33
25 Representación de una etapa.....	33
26 Boceto eje primario o motriz.....	35
27 Boceto eje secundario con posibles engranes.....	36
28 Boceto contraejes o ejes intermediarios.....	37
29 Boceto ejes intermediarios de la caja auxiliar.....	37
30 Boceto del eje de salida.....	38
31 Boceto de acople de ejes entre sí.....	38
32 Designación de los ejes.....	39
33 Combinación de cajas: principal y auxiliar.....	39
34 Designación de los engranes.....	40
35 Flujo de movimiento para reversa.....	42
36 Flujo de movimiento de marcha low.....	42
37 Flujo de movimiento de primera marcha.....	43
38 Flujo de movimiento para segunda marcha.....	43
39 Flujo de movimiento para tercera marcha.....	44
40 Flujo de movimiento para cuarta marcha.....	44
41 Flujo de movimiento para quinta marcha.....	45
42 Flujo de movimiento para sexta marcha.....	45
43 Flujo de movimiento para séptima marcha.....	46
44 Flujo de movimiento para octava marcha.....	46
45 Flujometría de séptima marcha.....	53
46 Flujometría de sexta marcha.....	54
47 Flujometría de sexta marcha.....	55

48	Flujometría de cuarta marcha.....	56
49	Distribución de engranes en el eje primario A.....	59
50	Distribución de engranes el eje intermediario B.....	59
51	Distribución de engranes en el eje secundario C.....	59
52	Distribución de engranajes en el eje D.....	60
53	Ubicación del engrane en el eje E.....	60
54	Representación de cargas producidas.....	69
55	Modelación CAE del engrane.....	79
56	Simulación con MEF del engrane.....	79
57	Fuerza cortante eje motriz (A).....	81
58	Momento flector del eje motriz (A).....	81
59	Análisis MEF del eje primario (A).....	81
60	Fuerza cortante eje intermediario (B).....	82
61	Momento flector eje intermediario (B).....	82
62	Análisis MEF eje secundario (B).....	82
63	Fuerza cortante eje secundario (C).....	83
64	Momento flector eje secundario (C).....	83
65	Análisis MEF del eje secundario (C).....	83
66	Fuerza cortante del eje intermediario (D).....	84
67	Momento flector del eje intermediario (D).....	84
68	Análisis MEF del eje intermediario (D).....	84
69	Fuerza cortante del eje de salida (E).....	85
70	Momento flector del eje de salida (E).....	85
71	Analisis MEF del eje de salida (E).....	85
72	Valores máximos de fuerza cortante, momento flector y Mon mises.....	86
73	Análisis MEF de la carcasa.....	87
74	Esfuerzos admisibles de flexión de materiales plásticos.....	89
75	Engrane con chaflanado.....	93
76	Todos los engranes.....	96
77	Eje intermediario B.....	97
78	Eje intermediario D.....	97
79	Eje secundario C.....	97
80	Carcasa de la caja de cambios.....	99
81	Cubierta de la carcasa.....	99
82	Sobretapa de la carcasa.....	99
83	Banco didáctico ensamblado (CAE).....	100
84	Banco didáctico.....	100
85	Horquillas y barras deslizables.....	101
86	Mecanismo de accionamiento.....	101
87	Corte de tubo cuadrado.....	102
88	Taladrado para remaches.....	102
89	Unión por remachado.....	102
90	Estructura soporte con motor.....	103
91	Mecanizado de poleas.....	103
92	Caja de cambios didáctica.....	104
93	Banco didáctico armado.....	104

## SIMBOLOGÍA

$R_t$	Relación de transmisión	
$N$	Número de dientes	
$Cm$	Par de desarrollo del motor	Nm
$Cr$	Par resistente en las ruedas	Nm
$P$	Paso diametral	mm
$D$	Diámetro de paso	M
$m$	Módulo	Mm
$P_c$	Paso circular	Mm
$H$	Potencia	W
$T$	Par torsión, torque	Nm
$\omega$	Velocidad angular	Rpm
$W$	Carga total	N
$Q_t$	Carga tangencial	N
$q_r$	Carga radial	N
$\sigma_t$	Tensión de flexión en el diente	N/m <sup>2</sup>
$F$	Ancho de cara	Mm
$Y$	Forma de diente de Lewis	



## **LISTA DE ABREVIACIONES**

AGMA	American Gear Manufacturers Association
SKF	Svenska Kullagerfabriken AB
CAE	Computer Assistant Engineer
MEF	Método de Elementos Finitos

## **LISTA DE ANEXOS**

- A**   Elaboración guía de práctica
- B**   Propiedades mecánicas de la resina acetal
- C**   Designación de modelo y modo de funcionamiento de EF-12609L
- D**   Diseño de engranes rectos
- E**   Cálculo de cargas sobre los ejes

## **RESUMEN**

El diseño y construcción de un banco didáctico de una caja de cambios manual de tres ejes para la Escuela de Ingeniería Automotriz, tiene como finalidad construir una caja de cambios para vehículos pesados que permita comprender su funcionamiento, desarrollar habilidades y reconocer averías a través de procesos de armado, desarmado; y observación.

El estudio inició con la recopilación de información para el diseño de la caja de cambios, se establecieron procesos de ensamble, cálculos y materiales. Para el dimensionamiento del banco didáctico se hizo necesario el cálculo del número de dientes de cada uno de los engranajes, por lo que se utilizó el método iterativo de aproximaciones sucesivas, que permite calcular el número de dientes de los engranajes de cualquier caja de cambios a partir de cualquier relación de transmisión que se proponga.

A través de la simulación de cargas y los esfuerzos a los que se sometería el funcionamiento de la caja cambios. Se pudo construir la caja de transmisión manual Eaton Fuller modelo RT-12609L para vehículos pesados que proporciona nueve relaciones de transmisión hacia adelante y una de reversa; estructurada en base a la combinación de dos cajas: una principal y otra auxiliar. Cada una de ellas cuenta con tres ejes paralelos con engranes locos y fijos, para así transmitir la potencia deseada. Esta herramienta didáctica tiene una estructura de soporte y un motor trifásico, que después de las respectivas pruebas genera conocimiento suficiente en sistemas de transmisión de potencia.

El funcionamiento de la caja de cambios permitirá desarrollar habilidades y destrezas en las personas, por lo que se recomienda utilizar esta herramienta didáctica previo al conocimiento de su guía de usuario, ejecutando su respectivo plan de mantenimiento para alargar su vida útil.

## **ABSTRACT**

The didactic- tool design and construction of a manual three-axis gearbox for the Automotive Engineering School aim at constructing a gearbox for heavy vehicles allowing to understand its running, develop skills and recognize failures through assembling and observing processes.

Having gathered information for the gearbox design, disassembling processes, calculation and materials were established. Tooth number calculation of each gear was determined for the didactic-tool dimension, that is why, successive-approximation iterative method was used which allows to calculate the gear tooth number of any gearbox from any expected transmission ratio.

The manual transmission gearbox Eaton Fuller model RT-12609 L for heavy vehicles was constructed by means of load and effort simulation that the gearbox may be subjected. It provides 9 transmission ratios back and forth; it was structured by combining two gearboxes: one was the main and the other was an auxiliary one; each one is made up of three parallel axis with idle and fixed gears to transmit the expected power. This didactic tool has a support structure and three-phased engine. Thus, good power transmission system knowledge was generated after respective test.

Gearbox running allows people to develop abilities and skills. Therefore, it is recommended to use this didactic tool prior to the users' guide knowledge executing the respective maintenance plan for it to have a longer lifespan.

## **CAPÍTULO I**

### **1. INTRODUCCIÓN**

#### **1.1 Antecedentes**

La Escuela de Ingeniería Automotriz forma profesionales a la vanguardia de los desarrollos tecnológicos acelerados de la industria automotriz. Camino a la excelencia en el laboratorio de taller, se han venido implementando bancos didácticos de sistemas de transmisión.

El sistema de transmisión a través de la caja de cambios tiene como misión transmitir el movimiento a las ruedas motrices constituyéndose en la columna vertebral del automotor. Una caja de cambios permite que un vehículo pueda cambiar las relaciones de acuerdo a conveniencia del conductor por medio de una palanca y embrague. Sus orígenes se remontan a 1894, cuando la transmisión manual moderna fue introducida, diez años más tarde, el concepto se mejoró con gran ingenio por los hermanos Sturtevant de Boston, Massachusetts. A partir de ahí se puede decir que la caja de cambios fue un elemento decisivo para el propio despegue de la industria del automóvil a principios del siglo XX.

Los bancos de entrenamiento didáctico corroboran con la formación técnica del ingeniero automotriz, siendo menester de él, identificar los principales síntomas de averías y como solucionarlos. Además de poder deducir el porqué de las anomalías en el sistema. (MEZQUITA, 2004 pág. 349)

#### **1.2 Justificación**

Al realizar los estudios en ingeniería automotriz, el estudiante se enfrenta frecuentemente al problema de comprender la manera en la que funcionan algunos

dispositivos mecánicos, esto debido a la falta de experiencia o de medios para conocer físicamente tales aparatos.

En este proyecto se plantea la meta de mostrar a los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Automotriz de una manera sencilla el funcionamiento de una caja de velocidades; para que pueda realizar un análisis cinemático de un sistema como éste y entenderlo a detalle.

En el mercado actual han tenido gran demanda los vehículos de trabajo pesado, tales como camiones, volquetas, tractomulas, entre otros. Esto conlleva a que el profesional debe entrenarse más en este contexto, ya que la cartera de clientes es cada vez más alentadora para los talleres de servicio.

En nuestro proyecto, se podrá apreciar el funcionamiento real de una caja de cambios para vehículos pesados, diseñada de acuerdo a las necesidades de trabajo, torque, potencia y relación de transmisión.

Además de esto, el estudiante de ingeniería automotriz quedará apto para realizar las diferentes verificaciones en los mantenimientos preventivos y desarrollar habilidades para identificar las fallas y averías, y sus posibles soluciones. Bajo esta consideración los estudiantes podrán adquirir un entrenamiento técnico que les permita optimizar el tiempo de mantenimiento previo a su vida profesional.

### **1.3      Objetivos**

**1.3.1    *Objetivo general.*** Diseñar y construir un banco didáctico de una caja de cambios manual de tres ejes, utilizada en vehículos pesados, para la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH.

**1.3.2    *Objetivos específicos.***

Estudiar las generalidades y componentes que rigen una caja de cambios utilizada para vehículos pesados.

Entender el funcionamiento de una caja de cambios de tres ejes, mediante el análisis y simulación de sus componentes.

Diseñar y construir un banco de una caja de cambios utilizada en vehículos pesados, con funcionamiento cercano a la realidad, previo a la implementación en la Escuela de Ingeniería Automotriz.

Realizar pruebas de funcionamiento de la caja de cambios para garantizar su correcto funcionamiento.

## **CAPÍTULO II**

### **2. MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 Introducción**

El desarrollo de la ingeniería ha venido de la mano con el crecimiento del ser humano en su incansable deseo de descubrir nuevas formas de facilitar el trabajo, esfuerzos y solucionar problemas relacionados al transporte, impulsión, elevación y movimiento.

Con ese punto de partida, se puede denotar que la aplicación de los engranajes y sistemas de transmisión de movimiento, es antigua ya que existen registros de la existencia de éstos que datan de los años 150 y 100 A.C. Pero no sería hasta el siglo XV donde se realizarían los primeros modelos de engranajes capaces de transmitir la fuerza de manera uniforme; éstos son los dibujos y diseños legados por Leonardo Da Vinci donde también se incluye algunos engranes helicoidales.

En el siglo XIX y con la necesidad de incorporar sistemas de transmisión a vehículos motorizados aparece la primera caja de cambio del francés Louis-René. Levassor a los que se les acredita con el desarrollo de la transmisión. Demostraron su transmisión de tres velocidades en el 1894 y el diseño básico sigue siendo el punto de partida para la mayoría de las transmisiones manuales contemporáneas.

Hasta que las primeras cajas de cambio automáticas no se empezaron a popularizar en EEUU durante los años 40, todo el mundo que quisiera conducir un coche tenía que controlar bien los tres pedales. De hecho, en aquella época las cajas de cambio no estaban sincronizadas, por lo que la técnica del doble embrague, que consiste en igualar las revoluciones por minuto del motor y la caja de cambios, era necesaria para poder cambiar de marcha.

Sin embargo, en Europa se seguía empleando los tres pedales. Las cajas automáticas que se empezaron a vender en Europa estaban reservadas en un principio a grandes



berlinas o vehículos de lujo, y, por tanto, su coste era notablemente elevado. Cuando el continente se movilizó de forma masiva en los años 60, la práctica totalidad de coches vendidos empleaban cajas de cambio manuales. Coches como el Fiat 500, el Mini o el Seat 600 que eran muy baratos, ni se planteó encarecerlos con complicadas cajas automáticas. (MOTOR, blogy:, 2013)

Figura 1. Ford T, primer vehículo vendido en masa



Fuente. <http://www.blogymotor.com/motor/11895/fordt/clasico/tinnlizzie>

En la actualidad todos los vehículos independientemente de su marca o casa comercial están dotados de una caja de cambios que permite desmultiplicar las revoluciones para un mejor rendimiento en las carreteras con avances significativos en peso y diseño pero, como ya se lo dijo, manteniendo el punto base de la primera caja de cambios.

## 2.2 Trenes de mecanismos

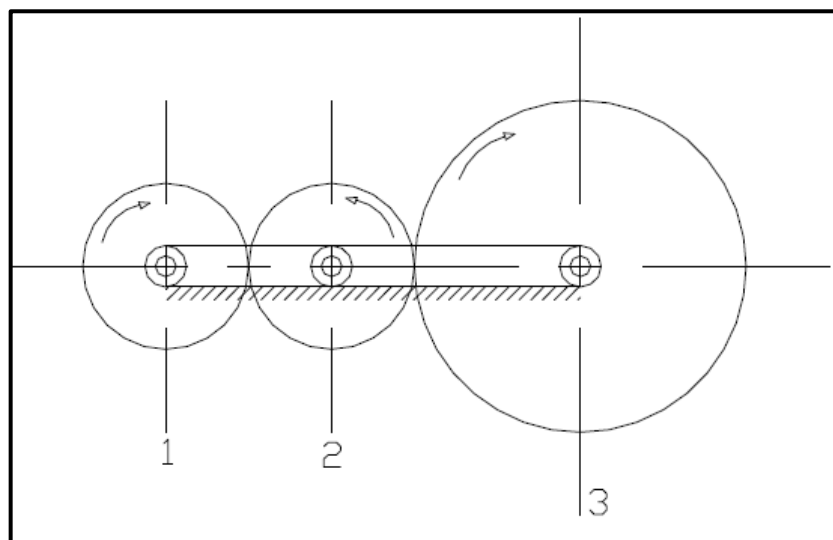
Puesto que el objetivo primordial de las máquinas es transformar la energía, todas ellas deberán tener como constituyente un mecanismo o una serie de mecanismos entre el punto en el que se recibe la energía y aquel en que se suministra para su utilización. Del mismo modo, los mecanismos, tanto si forman parte integral de las máquinas, como si se emplean meramente con su función primaria de modificadores de movimiento, están formados por combinaciones de órganos dispuestos en cadena. Estas cadenas reciben el nombre de trenes de mecanismos. Estos trenes pueden estar constituidos por una gran variedad de componentes: mecanismos articulados, levas, engranajes, cadenas, cuerdas, correas, etc.

Cuando la distancia entre los ejes que hay que conectar es relativamente grande, se pueden utilizar cuerdas, correas o cadenas. Si esa distancia es relativamente pequeña y se requiere una transmisión segura se usan los engranajes. Cuando este último requisito no es esencial, pero la distancia es demasiado pequeña para que resulte ventajoso el empleo de uniones flexibles, como correas, etc., se emplean algunas veces las ruedas de fricción. Con un tren de mecanismos es prácticamente posible conseguir cualquier resultado deseado, tales como el plano, dirección y tipo de movimiento final (giratorio, alternativo, continuo, intermitente, etc.).

Los trenes de mecanismos se hallan en toda clase de máquinas y, al conectar la fuente de energía con el elemento que la va a utilizar, debe satisfacer, por separado o en combinación, las exigencias de ventaja mecánica, una determinada relación de velocidades, flexibilidad de empleo y tener medidas compactas.

**2.2.1 Trenes de engranajes.** Si el movimiento se transmite enteramente por medio de engranajes, la combinación de éstos es llamada un tren de engranajes. Dos arreglos comúnmente utilizados son: *los simples* y *los compuestos*. En un tren de engranajes simple, cada eje del mecanismo lleva una sola rueda.

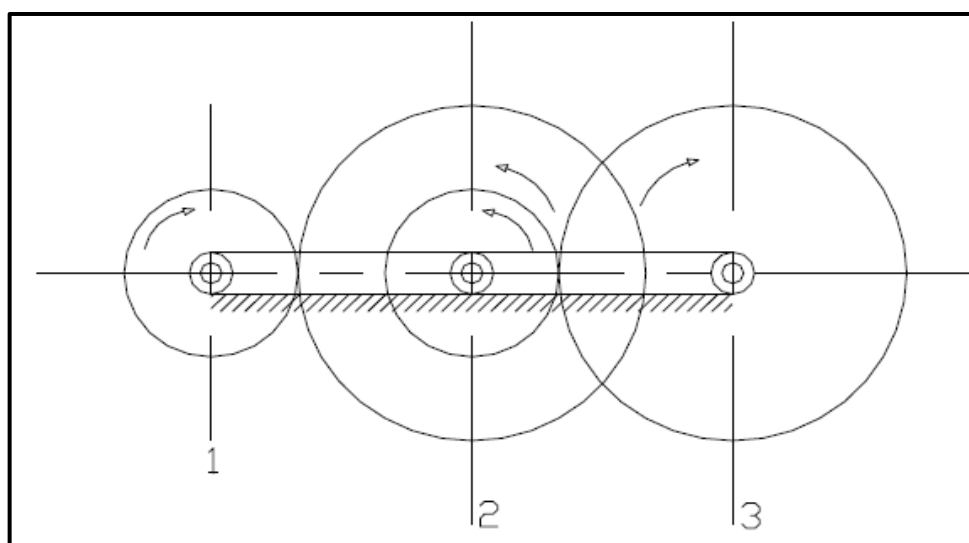
Figura 2. Tren de engranaje simple.



Fuente. Autores

En un tren de engranajes compuesto cada eje, excepto el primero y el último, lleva dos ruedas solidarias entre sí, como se muestra en la figura.

Figura 3. Tren de engranajes compuesto.



Fuente. Autores

Con engranajes también se pueden conseguir disminuciones o aumentos significativos de la velocidad de giro de los ejes sin más que montar un tren de engranajes.

En un tren de engranajes puede verse que las velocidades de giro de los ejes se van reduciendo a medida que se engrana una rueda de menor número de dientes a una de mayor número.

**2.2.2 Relaciones de transmisión.** Un cambio de velocidades consiste básicamente en una combinación de varios trenes de engranajes de distinto valor de reducción. En un sistema de engranajes la fuerza transmitida es inversamente proporcional a la velocidad de giro; a esta condición se le denomina relación de transmisión y se representa por las siglas «Rt» o «i».

Si la rueda motriz es más pequeña que la rueda impulsada, la rueda impulsada transmite un par de giro mayor pero menor números de revoluciones.

- a)  $i > 1$  decimos que hay una desmultiplicación.
- b)  $i < 1$  decimos que hay una multiplicación.

Si la rueda motriz es mayor que la rueda impulsada la rueda impulsada tiene menos par de giro pero más revoluciones. (SHIGLEY, 2008 págs. 676-678)

**2.2.2.1 Cálculo de la relación de transmisión.** Se define la relación de transmisión como el cociente entre el régimen de giro del piñón conductor y el régimen de giro del piñón conducido.

Un engranaje compuesto por un piñón conductor (entrada) que gira a rpm y un piñón conducido (salida), su relación de transmisión estaría representada:

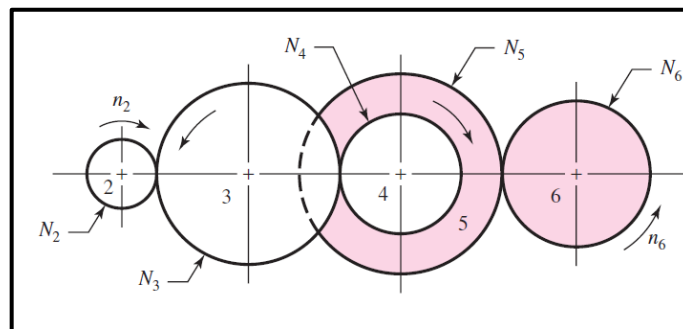
$$R_t = \frac{N_{\text{piñón conductor}}}{N_{\text{piñón conducido}}} \quad (1)$$

$R_t$ : relación de transmisión

$N$ : régimen de giro

En este caso la relación de transmisión se calcula multiplicando entre si las diferentes relaciones que la forman:

Figura 4. Tren de engranes para cálculo de relación de transmisión



Fuente. SHIGLEY Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. p.530

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{N_3}{N_2} \frac{N_4}{N_3} \frac{N_6}{N_5} \quad (2)$$

## 2.3 Caja de cambios

La caja de cambios conforma parte de la transmisión de un vehículo encargado de transmitir el par motor suficiente para poner en movimiento el vehículo tras vencer las fuerzas estáticas; una vez en marcha debe transmitir par suficiente para vencer las

resistencias al avance, fundamentalmente las derivadas del perfil aerodinámico, el rozamiento con la rodadura y pendientes en ascenso.

Las revoluciones y la potencia que en sí desarrolla un motor no pueden ser atendidas por el mismo motor en sí. En diferentes situaciones es imprescindible la actuación de la caja de cambios para aumentar o disminuir el par desarrollado por el motor. Esta situación se ve expresada en la siguiente ecuación. (PÉREZ, 2008 pág. 120)

$$Wf = \frac{Cm \cdot n}{716,2} = \frac{Cr \cdot n1}{716,2} \quad (3)$$

$$Cm \times n = Cr \times n1 \quad (4)$$

Cm: par desarrollado por el motor

Cr: par resistente en las ruedas

n: número de revoluciones en el motor

n1: número de revoluciones en las ruedas

Si no existiera la caja de cambios el número de revoluciones del motor (n) se transmitiría íntegramente a la ruedas (n = n1), con lo cual el par a desarrollar por el motor (Cm) sería igual al par resistente en las ruedas (Cr).

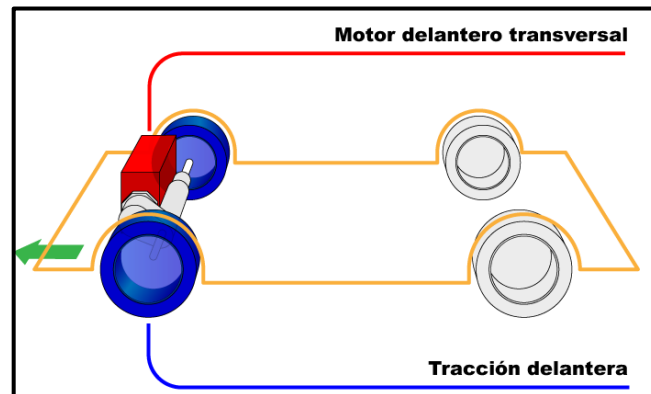
Según esto si en algún momento el par resistente (Cr) aumentara, habría que aumentar igualmente la potencia del motor para mantener la igualdad  $Cr = Cm$ . En tal caso, se debería contar con un motor de una potencia exagerada, capaz de absorber en cualquier circunstancia los diferentes regímenes de carga que se originan en la ruedas durante un desplazamiento. Es por esto que cuando aumenta la fuerza resistente, la caja de cambios aumenta el par sin necesidad que el motor aumente su potencia de forma exagerada.

**2.3.1 Cambio de velocidades.** Para que un automóvil inicie su movimiento, se requiere que el motor proporcione una potencia que pueda empujar su peso; esto se logra con un incremento en el torque que entrega el motor a las ruedas, y por consiguiente una disminución en la velocidad angular. Pero una vez que dicho vehículo se encuentra en movimiento, ya no es necesario aumentar el torque, sino que el motor

necesita proporcionar suficiente velocidad angular para incrementar la cantidad de movimiento del automóvil. Esta doble función que se requiere obtener del motor se logra por medio de una caja de velocidades. El objetivo primordial de una caja de velocidades es transformar las características mecánicas de la potencia que se transmite del motor hacia las ruedas.

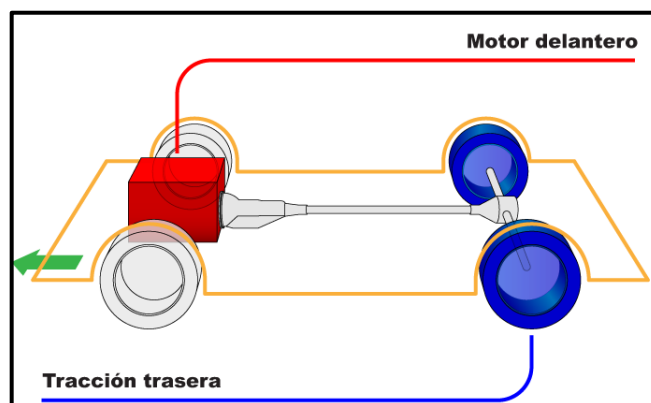
**2.3.2** *Ubicación de una caja por disposición del motor.* La ubicación de la caja de cambios en el vehículo dependerá de la colocación del motor y del tipo de transmisión, ya sea esta delantera o trasera.

Figura 5. Caja de cambios transversal



Fuente. [http://es.wikipedia.org/wiki/Configuraci%C3%B3n\\_automotriz](http://es.wikipedia.org/wiki/Configuraci%C3%B3n_automotriz)

Figura 6. Caja de cambios longitudinal.



Fuente. [http://es.wikipedia.org/wiki/Configuraci%C3%B3n\\_automotriz](http://es.wikipedia.org/wiki/Configuraci%C3%B3n_automotriz)

Estas dos disposiciones de la caja de cambios en el vehículo son las más utilizadas, aunque también se puede encontrar situaciones como la de motor delantero longitudinal y tracción a las ruedas delanteras.

### **2.3.3**    *Tipos de cajas de cambio*

**2.3.3.1**    *Cajas de cambio manuales.* El sistema de cambio de marchas manual ha evolucionado notablemente desde los primeros mecanismos de caja de cambios, el término manual radica en el punto que la selección de los cambios la deber realizar el conductor, de acuerdo a las necesidades de manejo y la condición del terreno.

Para lograr esta función utiliza un mecanismo de accionamiento, que consta de una palanca, varillas de accionamiento y horquillas para transmitir así el movimiento entre los engranes designados para las diferente velocidades.

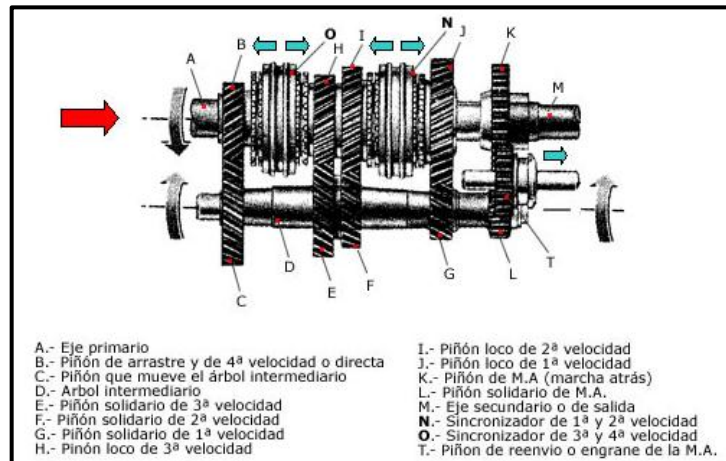
**2.3.3.2**    *Caja de cambios automática.* Una transmisión automática o "cambio automático" es una caja de cambios de automóviles u otro tipo de vehículos que puede encargarse por sí misma de cambiar la relación de cambio automáticamente a medida que el vehículo se mueve, liberando así al conductor de la tarea de cambiar de marcha manualmente. Tradicionalmente las desmultiplicaciones no se obtienen con engranajes paralelos, como en los cambios manuales, sino con engranajes epicicloides. Mediante unos dispositivos de mando hidráulico adecuado se inmoviliza selectivamente uno o más de los componentes para obtener la relación deseada. (AGUEDA, 2008 pág. 98)

Las cajas automáticas es un ámbito importante en la actualidad y vanguardia automotriz, pero en dirección con el objetivo de este proyecto no se retomará este tema nuevamente.

**2.3.4**    *Principio de funcionamiento de una caja de cambios manual.* El principio de funcionamiento de una de caja de cambios se basa en un tren de mecanismos, utilizando una serie de engranajes de diferente diámetro y número de dientes para lograr la relación de transmisión deseada; la relación de transmisión puede ser con sentido de giro positivo o negativo.

En la caja la transmisión del movimiento, como no puede ser lineal de engrane a engrane, para la transferencia del movimiento se utilizan ejes que contienen a los engranajes. Estos ejes son paralelos entre sí para el engrane de los dientes de los engranajes.

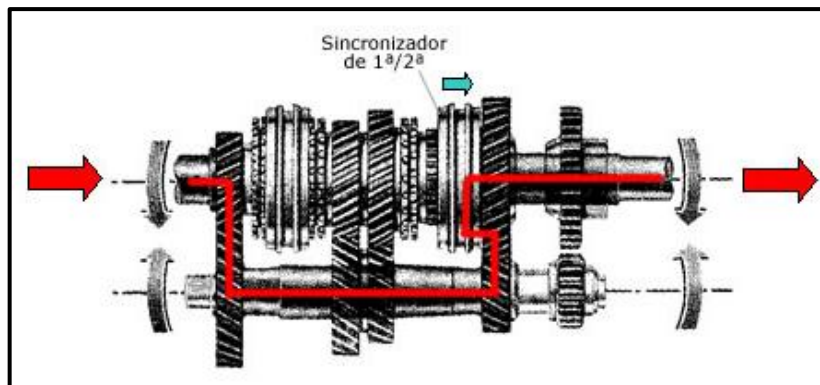
Figura 7. Partes de una caja de cambios de tres ejes.



Fuente. CALVO Jesús. *Mecánica del automóvil actual*. p.121

- a) *Primera velocidad.* El desplazamiento del sincronizador de 1ª/2ª (N) hacia la derecha, produce el enclavamiento del correspondiente piñón loco (I) del eje secundario, que se hace solidario de este eje. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario como muestra la figura inferior, obteniéndose la oportuna reducción. En esta velocidad se obtiene la máxima reducción de giro, y por ello la mínima velocidad y el máximo par.

Figura 8. Funcionamiento de primera velocidad

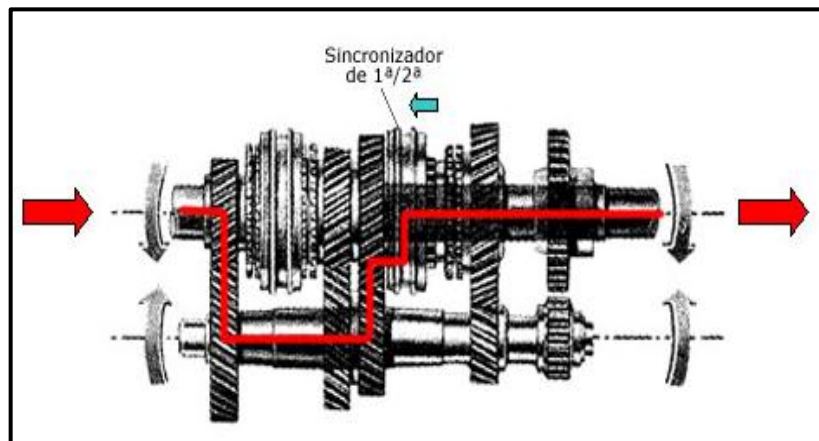


Fuente. CALVO Jesús. *Mecánica del automóvil actual*. p.121

- b) *Segunda velocidad.* El desplazamiento del sincronizador de 1ª/2ª (N) hacia la izquierda, produce el enclavamiento del correspondiente piñón loco (J) del eje secundario, que se hace solidario de este eje. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario como muestra la figura inferior, obteniéndose la oportuna reducción



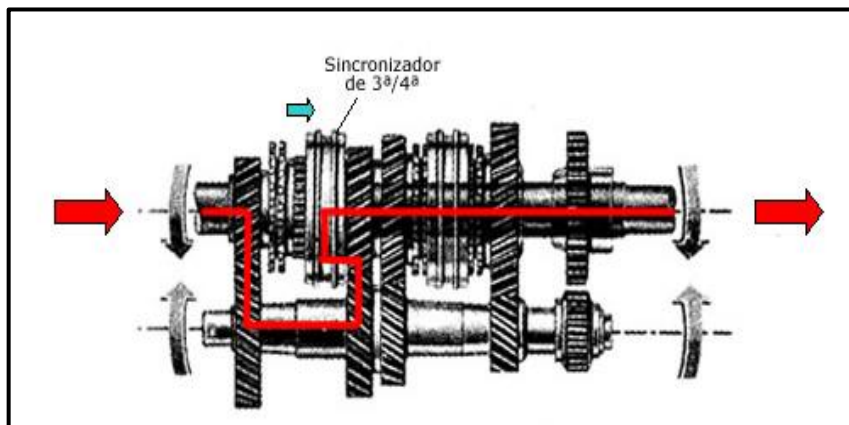
Figura 9. Funcionamiento de segunda velocidad



Fuente. CALVO Jesús. *Mecánica del automóvil actual*. p.122

- c) *Tercera velocidad.* El desplazamiento del sincronizador de 3ª/4ª (O) hacia la derecha, produce el enclavamiento del correspondiente piñón loco (H) del eje secundario, que se hace solidario de este eje. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario como muestra la figura inferior, obteniéndose la oportuna reducción.

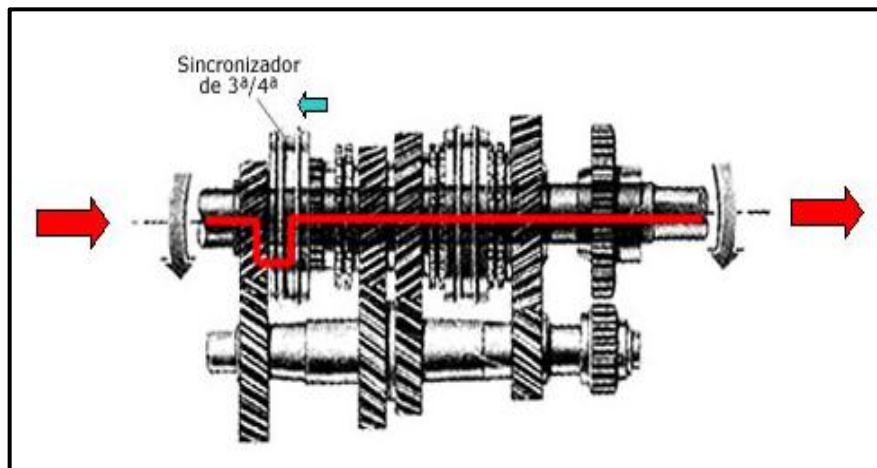
Figura 10. Funcionamiento de tercera velocidad



Fuente. CALVO Jesús. *Mecánica del automóvil actual*. p.122

- d) *Cuarta velocidad.* El desplazamiento del sincronizador de 3ª/4ª (O) hacia la izquierda, produce el enclavamiento del correspondiente piñón de arrastre o toma constante (B) del eje primario, que se hace solidario con el eje secundario, sin intervención del eje intermediario en este caso. Con ello, el giro es transmitido desde el eje primario como muestra la figura inferior, obteniéndose una conexión directa sin reducción de velocidad.

Figura 11. Funcionamiento de cuarta velocidad

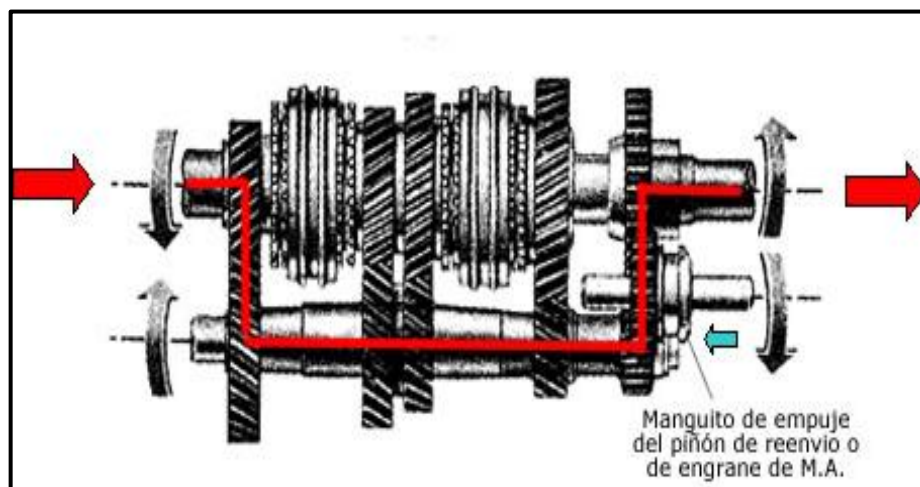


Fuente. CALVO Jesús. *Mecánica del automóvil actual*. p.123

- e) *Marcha atrás.* Cuando se selecciona esta velocidad, se produce el desplazamiento del piñón de reenvío (T), empujado por un manguito. Al moverse el piñón de reenvío, engrana con otros dos piñones cuya particularidad es que tienen los dientes rectos en vez de inclinados como los demás piñones de la caja de cambios.

La reducción de giro depende de los piñones situados en el eje intermediario y secundario por que el piñón de reenvío actúa únicamente como inversor de giro. Hay que reseñar que el piñón del eje secundario perteneciente a esta velocidad es solidario al eje, al contrario de lo que ocurre con los restantes de este mismo eje que son "locos". (CALVO, 2007 págs. 35 - 40)

Figura 12. Funcionamiento en quinta velocidad



Fuente. CALVO Jesús. *Mecánica del automóvil actual*. p.123

**2.3.5** *Constitución de una caja de cambios.* Las partes, que constituyen una caja de cambios, las mismas que serán objeto de estudio del presente proyecto con el fin de dar una explicación clara de su función e importancia para nuestro ámbito.

**2.3.5.1** *Ejes.* “Es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste. En algunos casos el eje es fijo y un sistema de rodamientos o de bujes insertas en el centro de la pieza permite que ésta gire alrededor del eje. En otros casos, gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie”. (SHIGLEY, 2008 pág. 346)

En una caja de cambios existen diferentes ejes que sirven para el soporte de los engranes y para la transmisión de movimiento de la caja de cambios. Las cajas de cambio en la actualidad poseen tres tipos de ejes, los que se pueden nombrar de la siguiente manera.

- *Eje primario.* Este eje transmite el movimiento que viene desde el motor hacia todo el conjunto de la caja de cambios, para lo cual consta de un estriado en uno de sus extremos mientras que en el otro un piñón que da el movimiento al eje intermediario.
- *Eje secundario.* En el eje secundario cuenta con engranajes que giran libremente sobre éste, estos engranajes corresponden a cada una de las diferentes velocidades de la caja de cambio. Además es por este eje por donde en la mayoría de los casos sale el movimiento al diferencial y posteriormente a las ruedas.
- *Piñones locos.* Son unos engranajes que giran libremente sobre el eje secundario, hay tantos piñones locos como marcha tenga el cambio y están engranados constantemente con el eje secundario.
- *Cubo dentado.* Es un manguito metálico que se encuentra anclado al eje del secundario por unas estrías que tiene en el diámetro interior, gira a la vez que el eje secundario.

- *Eje intermediario.* El eje intermediario recibe el movimiento del eje primario y lo transmite al secundario por medio de un grupo de engranes.

**2.3.5.2 Engranes del sistema.** Los engranes se estudian porque la transmisión del movimiento rotatorio de un eje a otro se presenta prácticamente en todas las maquinas imaginables. Los engranes constituyen uno de los mejores medios disponibles para transmitir este movimiento.

**2.3.5.3 Rodamientos.** Para permitir el giro de los ejes sobre sus alojamientos, éstos se montan sobre rodamientos. Los rodamientos reducen el rozamiento y el desgaste facilitando el giro y alargando los periodos de mantenimiento de los componentes de las cajas de cambios.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los rodamientos

	<b>Ventajas</b>	<b>Inconvenientes</b>
Rodamientos de bolas de una o dos hileras	Altas velocidades de giro.	Soportan cargas axiales muy pequeñas.
Rodamientos de rodillos cilíndricos	Soportan cargas medias radiales.	No permiten cargas axiales.
Rodamientos de agujas	Se pueden montar con poca diferencia de diámetros entre ejes	Soportan grandes cargas radiales. No permiten cargas axiales.
Rodamientos de rodillos cónicos	Soportan grandes cargas axiales y radiales.	Necesitan un reglaje de precarga en el montaje.

Fuente. FERRER J. Sistemas de transmisión y frenado. p. 89

**2.3.5.4 Sincronizadores.** Se conoce como sincronizador el conjunto mecánico encargado de acoplar las ruedas dentadas helicoidales o rectas realizando un ensamblaje suave sin que las velocidades rasquen.

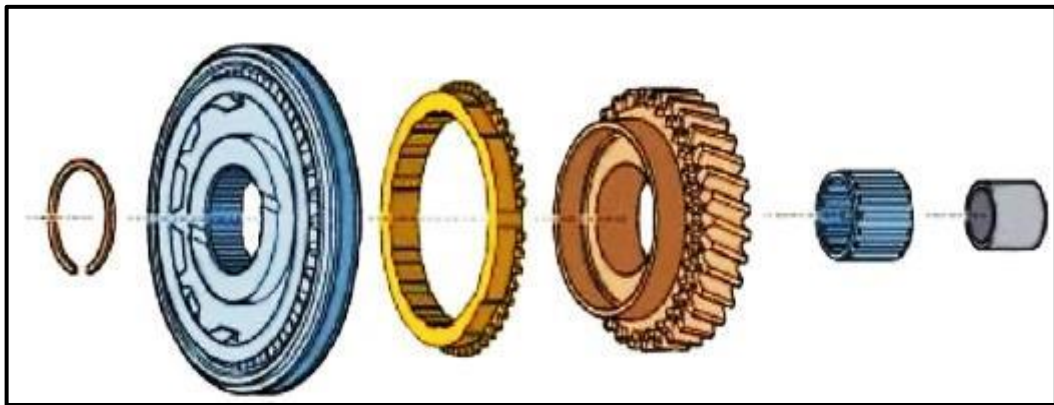
El conjunto sincronizador está formado por el collarín o corona desplazable que es movido por la horquilla de selección desde la palanca selectora de velocidades del puesto de conducción. (FERRER, 2010 pág. 91)

El cubo dentado se encuentra anclado al eje por un estriado. Este dispone de unas bolas fijadoras y muelles que fijan el collarín. Los conos de las ruedas dentadas helicoidales giran locos en el eje. Una vez engranada la velocidad, el movimiento se transmite por el collarín hacia el eje por el cubo dentado.

Los anillos sincronizadores se encuentran entre el cono del piñón y el collarín desplazable. Cuando se intenta seleccionar una velocidad, el mecanismo del sincronizador empuja el anillo sincronizador que roza con el cono de la rueda dentado y la frena, igualando las velocidades de los dos ejes, lo que permite engranaje suave del collarín con el estriado de la rueda e introducir de este modo una velocidad en la caja de cambios.

Existen muchos tipos y modelos de sincronizador pero todos tienen un principio de funcionamiento común, frenan el piñón que gira loco y más rápido, a través de frenos y embragues de cono.

Figura 13. Sincronizador en despiece



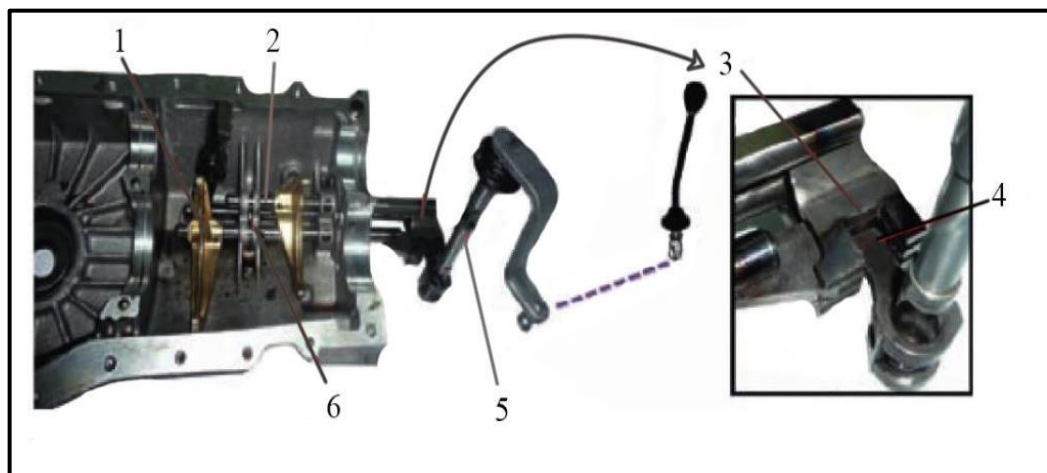
Fuente. FERRER J. Sistemas de transmisión y frenado. p. 91

**2.3.5.5 Sistema de mando.** El sistema de mando es el conjunto de elementos que transmite a la caja de cambios las decisiones de marchas seleccionadas por el conductor, básicamente está compuesto por:

- a) *La horquilla.* Está unida a la barra desplazable y se encaja en la canaladura que lleva la corona desplazable. Tiene la misión de desplazar la corona para que engrane con el piñón loco a través del conjunto sincronizador.

- b) *La barra desplazable o cerrojo.* Está unida a la horquilla por un pasador o tornillo, en el otro extremo termina en una escotadura por donde se desplaza el dedo selector. Cada barra solo sujeta una horquilla y se utiliza normalmente para conectar dos marchas alternativamente, una marcha u otra.
- c) *El dedo selector.* Está unido al eje selector o de mando, tiene la misión de desplazar axialmente la barra desplazable seleccionada por el conductor para conectar las marchas.
- d) *Palanca de cambio y varillaje.* La transmisión de las opciones de marcha del conductor al dedo selector se realiza por medio de un sistema de varillaje compuesto por bielas y palancas o bien por medio de cables bowden, en función del diseño del fabricante.
- e) *La palanca de cambios.* Tiene marcados los movimientos necesarios para seleccionar cada marcha.

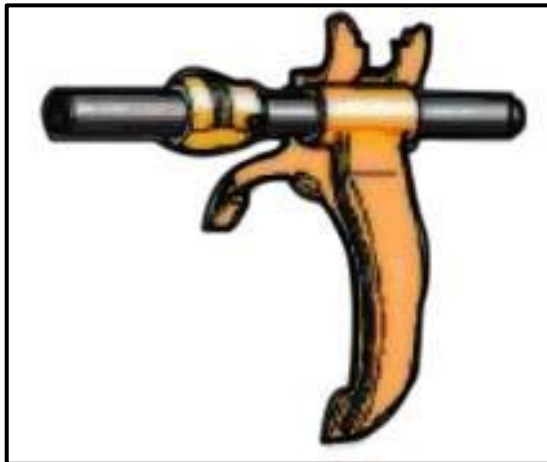
Figura 14. Mecanismo de accionamiento



Fuente. MEZQUITA Font. Tratado sobre automóviles. p.92

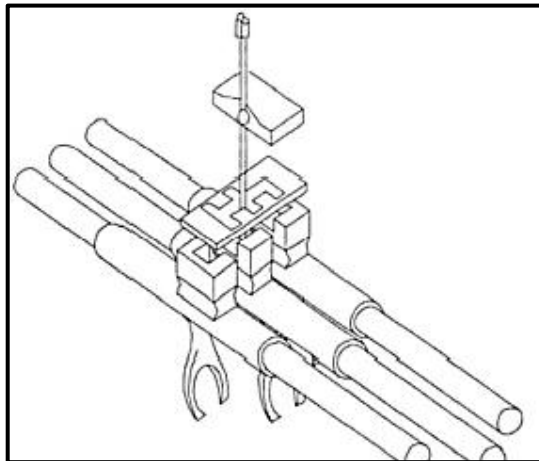
- 1. Horquilla
- 2. Barras deslizables
- 3. Escotadura
- 4. Dedo selector
- 5. Palanca y varillaje

Figura 15. Horquilla para coronas



Fuente. FERRER J. Sistemas de transmisión y frenado. p. 93

Figura 16. Mecanismo de accionamiento básico



Fuente. MEZQUITA Font. Tratado sobre automóviles. p.101

**2.3.5.6 Carcasa.** Las cajas de cambios poseen una carcasa externa (generalmente de aluminio) cuya finalidad es la protección de los mecanismos internos y una lubricación permanente, ya que esta alberga aceite.

Además que la misma carcasa de una caja sirve como apoyo para los componentes que van a girar en su propio eje gracias a los rodamientos.

En determinadas ocasiones se puede romper debido al impacto de un elemento externo o debido a la rotura de un engranaje. En tal caso se debe soldar nuevamente para su correcto funcionamiento.

## **2.4 Principio de funcionamiento de una caja manual para equipo pesado**

El funcionamiento de una caja de cambios para equipo pesado se basa en una caja común para vehículos livianos, con variaciones y adaptaciones para el fin requerido; entre estos requerimientos se encuentran que están proyectadas a proporcionar una desmultiplicación que brinde mayor torque y menor velocidad, contrario a la de vehículos livianos.

La razón de estas variaciones está en función de su trabajo: el transporte de cargas pesadas, tránsito en vías de segundo y tercer orden, altas horas de trabajo y variaciones de clima.

Para conseguir esta condición de mayor torque y menor velocidad las cajas de cambio para equipo pesado, poseen un número de cambios (velocidades o marchas) mayor que las usuales en vehículos livianos, así encontramos una gama desde 6 velocidades en adelante.

Una de las marcas más conocidas de este tipo de cajas son las Eaton Fuller cuya distribución de ejes y relaciones de transmisión entre engranajes dan como resultado cambios de hasta 18 velocidades con mecanismos de “doble H” que permiten elegir las marchas de bajo régimen cuando se necesita vencer altas fuerzas de resistencia y alto régimen cuando se necesita aumentar la velocidad en las vías de transporte. Entre los vehículos pesados que usan este tipo de cajas encontramos a HINO, KENMORTH, CATERPILLAR, etc.

**2.4.1** *Características de las transmisiones de camiones de carga pesada.* Las características de las transmisiones de camiones de carga pesada de acuerdo a la diferencia de condición de trabajo con relación a una caja manual de un vehículo liviano radican en dos puntos que se pone en consideración:

**2.4.1.1** *Contraejes múltiples.* Las transmisiones de los camiones de carga tienen más de un contraeje. La ilustración muestra el número de diferentes contraejes que se utilizan y su ubicación en la transmisión. El principio de operación de una transmisión de contraejes múltiples es el igual a la de un sólo contraeje, la diferencia es que la



unidad de contraejes múltiples distribuye la fuerza que actúa sobre los mismos. Este trabajo que efectúa el contraeje es lo que ocasiona el desgaste de dicho eje; que también contiene a engranes.

Cuando se saca el embrague, la carga de trabajo la toma más de un contraeje. Cada contraeje tiene que realizar menos trabajo, por tal menos fuerza. Siendo obvio que el dividir esta potencia incrementará la vida del eje y de la transmisión.

Figura 17. Combinación con tres contraejes



Fuente. BYRNES M. Bumper to bumper. 35

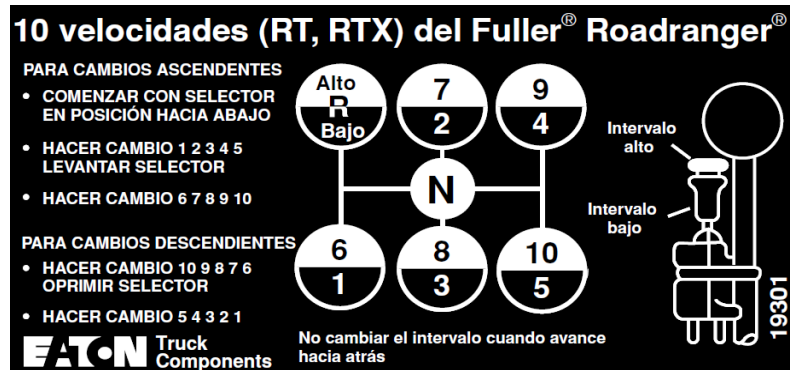
**2.4.1.2 Gamas (ranges) y separadores (splitters).** Las transmisiones de los camiones de carga difieren de las de tres velocidades en que usan transmisión combinada. Esto significa que usan más de una transmisión. Las transmisiones combinadas incrementan el número de coeficientes de reducción de engranes.

Entre más coeficientes de reducción tenga en los engranes de alta, más rápido puede llegar a la velocidad de carretera mejorando la eficiencia del motor.

**2.4.1.3 Control de gamas (ranges).** El control de rangos ofrece una gama de velocidades altas y una gama de velocidades bajas, el control de gama en una transmisión le permite tener más opciones de coeficientes de reducción en sus engranes con un número menor al de dichas opciones.

El mantener al mínimo la adición de equipo mantiene también el peso total del vehículo al mínimo. Y también hace que la transmisión no se vuelva muy complicada mecánicamente. (BYRNES, 2012 págs. 41- 43)

Figura 18. Esquema de marchas



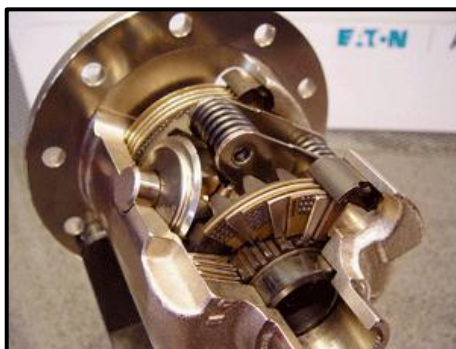
Fuente. Manual Eaton Fuller

## 2.5 Eaton Fuller

Es una corporación dirigida por Joe Eaton que empezó a funcionar a principios de 1911 en Estados Unidos, con la mecánica, especialmente con transmisiones para autos y camiones, y poco tiempo después incursionó en la construcción de ejes a mano, lo cual llevó a EATON a la construcción de 33 mil ejes en solo 6 años.

El crecimiento de esta corporación no tuvo límites, e incursionó en varios negocios en los que se encuentran los componentes eléctricos, las telecomunicaciones, resultando bastante productivo y llevándolos a formar un conglomerado bastante grande en su época. Este ascenso lo llevó a comprar un sin número de empresas que estaban al borde de la quiebra financiera en varias partes del hemisferio, encontrando un mejor futuro en la industria de automóviles, camiones de carga pesada e incluso en transmisiones y partes eléctricas para aviones. (EATON Powering Business Worldwide, 2014)

Figura 19. Diferencial Eaton Fuller



Fuente. Catálogo Eaton Fuller

## **2.6 Conceptos de diseño**

**2.6.1 Engranes.** Los engranes se estudian porque la transmisión del movimiento rotatorio de un eje a otro se presenta prácticamente en todas las máquinas. Los engranes constituyen uno de los mejores medios disponibles para transmitir este movimiento sin demasiada pérdida de potencia.

**2.6.1.1 Engranajes rectos.** Tiene dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir el movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos el engrane recto es el más sencillo, razón por la cual se usa para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes.

**2.6.1.2 Engranajes helicoidales.** Poseen eje inclinados con respecto al eje de rotación, y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos y, cuando se utilizan de esta forma, no son tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento.

**2.6.1.3 Engranajes cónicos e hipoides.** Presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean sobre todo para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan. Los engranes hipoides son muy similares a los engranes cónicos en espiral, excepto por el hecho de que los ejes están desplazados y no se intersecan.

**2.6.2 Características de los engranes rectos.** El piñón es el más pequeño de los dos engranes acoplados; el más grande se llama casi siempre el engrane. A continuación se indica las características principales de los engranes rectos.

- a) El paso circular  $P_c$  es la distancia, medida sobre el círculo de paso, va desde un punto sobre uno de los dientes hasta un punto correspondiente sobre un diente adyacente.
- b) El paso diametral  $P$  es el número de dientes en el engrane por pulgada de diámetro de paso. Las unidades del paso diametral son el recíproco de pulgadas. Nótese que en realidad no se puede medir el paso diametral sobre el engrane propiamente dicho.

- c) El módulo  $m$  es la razón del diámetro de paso al número de dientes. La unidad de longitud acostumbrada es el milímetro. El módulo es el índice del tamaño del diente en el SI.
- d) Addendum  $a$  es la distancia radial entre el borde superior y el círculo de paso.
- e) Dedendum  $b$  es la distancia radial que va del borde inferior hasta el círculo de paso.
- f) La altura total  $h$  es la suma del addendum y el dedendum.

**2.6.3** *Relaciones para el cálculo de perfil de engranes.* La relación con la que se parte para obtener los valores previos al dibujo y/o construcción de engranes, es la que relaciona el módulo y el diámetro primitivo del mismo.

$$P = \frac{m}{d} \quad (5)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (6)$$

En donde:

P: Paso diametral, dientes por pulgada.

N: Número de dientes.

d: Diámetro de paso, pulgada o mm

m: módulo, mm

$$P_c = \pi m \quad (7)$$

En donde  $P_c$  es el paso circular en pulgadas o milímetros.

$$P_c P = \pi \quad (8)$$

#### **2.6.4** *Geometría del engrane.*

**2.6.4.1** *Perfil de envolvente del engrane.* La envolvente es una de los tipos de curvas geométricas llamadas curvas conjugadas. Cuando dos dientes con esos perfiles engranan y giran, existe una relación constante de velocidad angular entre ellos. Desde el

momento inicial hasta el desengrane, la velocidad del engrane motriz está en una proporción constante respecto a la del engrane conducido. La acción que resulta en los dos engranes es muy uniforme.

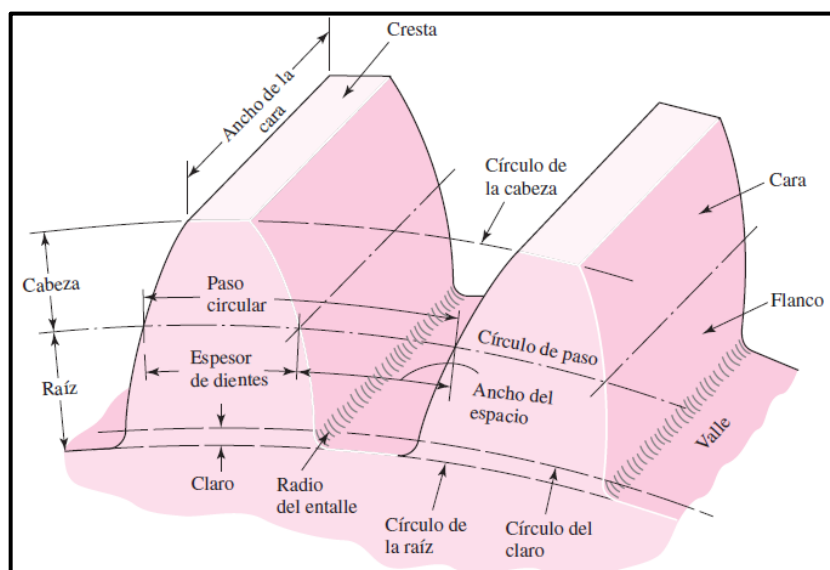
Si no fuera así, habría algo de aceleraciones y desaceleraciones durante el engrane y desengrane, y las aceleraciones resultantes causarían vibración, ruido y oscilaciones torsionales peligrosas en el sistema.

**2.6.4.2 Paso.** La distancia entre dientes adyacentes y el tamaño de los dientes se controlan mediante el paso de los dientes. Existen 3 tipos de paso que son de uso común en los engranes:

- Paso circular
- Paso diametral
- Módulo métrico

**2.6.4.3 Paso circular.** La distancia de un punto del diente de un engrane en el círculo de paso correspondiente del siguiente diente, medida a lo largo del círculo de paso, es el paso circular.

Figura 20. Nomenclatura de un engranaje



Fuente. SHIGLEY Josep. Diseño en ingeniería mecánica. p.656

**2.6.4.4 Paso diametral.** Es el sistema de paso utilizado con más frecuencia en los Estados Unidos; igual al número de dientes por pulgada de diámetro de paso.

$$P_d = \frac{NG}{DG} = \frac{Np}{Dp} \quad (9)$$

Como se ve, sus unidades están en pulgadas. Sin embargo, casi nunca se indican las unidades, y a los engranes se les indica como de paso 8 o paso 20 por ejemplo. Una de las ventajas del sistema de paso diametral es que hay una lista de pasos normalizados, y la mayor parte de los pasos tienen valores enteros.

Sin embargo en el sistema métrico el paso diametral no es utilizado, y los engranes se normalizan a partir de módulos estándar para el reemplazo de los mismos; y el número de dientes. (SHIGLEY, 2008 pág. 653)

**2.6.5 Metodología para construir engranajes de dientes rectos.** Para la elaboración de artículos mecánicos como ser engranajes de dientes rectos, se siguen los siguientes pasos metodológicos:

- a) Se procede a realizar el dimensionamiento de la rueda y el piñón de acuerdo a los cálculos realizados, estableciéndose de esta manera el diámetro exterior y el ancho de la rueda.
- b) Se procede a elaborar el eje roscado (mandril de fuerza), sobre la cual se ha de realizar el montaje de la masa sobre la que se fresará los dientes, siguiendo las operaciones fundamentales en el torno (refrentado; elaboración de agujeros de centro; cilindrado; ranurado y roscado) de acuerdo a lo que se establece en el plano correspondiente.
- c) Se procede a mecanizar las diferentes superficies de la masa sobre la cual se fresara la cantidad de dientes previamente calculadas, siguiendo las operaciones fundamentales de torneado necesarias (refrentado; cilindrado; elaboración de agujero; torneado entre puntas), respetando los diferentes datos obtenidos del dimensionamiento de la rueda y del piñón correspondiente.

- d) Una vez preparada la masa destinada a la rueda, se procede a efectuar el montaje de la pieza entre puntas en la máquina fresadora dispuesta horizontalmente, utilizando para ello el cabezal divisor; contrapunto móvil y la brida de arrastre.
- e) Se procede a efectuar el montaje en el árbol porta fresa y centrado de la fresa elegida en función del número de dientes a mecanizar y módulo elegido.
- f) Se efectúa la división en el cabezal divisor, la cual debe corresponder al número de dientes a fresar, pudiendo ser, la división directa; indirecta; o diferencial.
- g) Se determina la altura de corte equivalente a la altura del diente a fresar desplazando la ménsula sobre la cual se halla montado la mesa de la fresadora, de manera vertical utilizando el tornillo telescópico.
- h) Se procede a seleccionar la velocidad de rotación que se utilizará para el mecanizado correspondiente, la cual está en función de la herramienta a utilizar y del material a fresar.
- i) Una vez realizada las anteriores operaciones se pone en funcionamiento la máquina y se efectúa el corte de la primera ranura, desplazando la mesa longitudinalmente, terminada la operación se retorna al inicio y se procede a realizar una división en el cabezal divisor, y nuevamente se desplaza la mesa para realizar la segunda ranura, retornando luego al inicio, para luego efectuar una nueva división en el cabezal divisor, esta operación se la debe realizar hasta que la masa dé una vuelta completa.
- j) Por último, una vez concluido el fresado de todos los dientes, el engranaje se lo lleva al torno para proceder con la eliminación de las rebabas, producto del corte en la fresadora, utilizando para tal efecto la cuchilla o una lima adecuada.
- k) En cada uno de los pasos que se desarrollan debe tenerse en cuenta los diferentes aspectos de seguridad industrial y de producción más limpia.

## CAPÍTULO III

### 3. DISEÑO DEL BANCO DIDÁCTICO

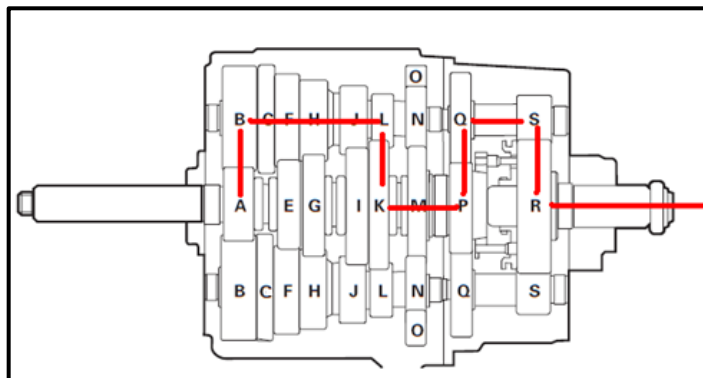
*“No existe una secuencia precisa de pasos para algún proceso de diseño. Por naturaleza, el diseño es un proceso iterativo en el que es necesario realizar algunas selecciones tentativas y construir un esquema previo para determinar las partes críticas del mismo. Sin embargo, puede ahorrarse mucho tiempo si se comprenden las dependencias entre las piezas del problema, pues ello le permite al diseñador conocer las partes que serán afectadas por cualquier cambio”.* (SHIGLEY, 2008 pág. 913)

#### 3.1 Requerimientos para el diseño

Para empezar el desarrollo de este capítulo se basará en los requerimientos que exigen los vehículos pesados al momento de transmitir el torque del motor a las ruedas. Una caja de cambios para vehículos pesados debe poseer un número de marchas continuas para así poder vencer las fuerzas de resistencia opuestas al avance del vehículo y principalmente la transmisión de potencia del motor a las ruedas.

La caja a diseñar se basa en una caja de cambios de una marca reconocida a nivel mundial denominada EATON FULLER cuyos diseños han sobresalido por su calidad e innovación.

Figura 21. Engranes de caja Eaton Fuller RT 12609L



Fuente. Manual Eaton Fuller RT 12609 L



Por motivos didácticos se toma en cuenta las partes móviles de la caja de cambios. Así, con este conjunto de elementos los requisitos didácticos a cumplir son:

- a) Dimensiones mínimas para la caja de cambios.
- b) Transmitir una potencia de 1HP
- c) Velocidad de entrada de 500 rpm.
- d) Configurar una transmisión para nueve velocidades hacia adelante y una velocidad para marcha atrás.
- e) Ejes de salida y entrada en línea.
- f) Vida de engranajes y ejes mayor a 10 000 horas.

### 3.2 Proceso para el diseño de una caja de cambios

**3.2.1 Dimensiones de la caja de cambios.** El dimensionamiento es considerado como el paso inicial para el diseño, ya que, a partir de las dimensiones de altura, ancho y profundidad de la caja de cambios se podrán dimensionar los demás componentes, como son: ejes, engranajes y rodamientos.

El alojamiento de una caja de cambios en un vehículo pesado lleva una consideración especial al tener que alojarse entre el motor y el conjunto diferencial disminuyendo su tamaño en lo posible para no obstaculizar otros sistemas del vehículo.

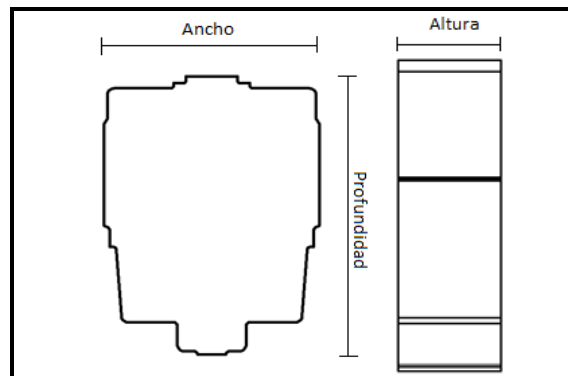
En relación a este proyecto se tomará una reducción escalar normalizada de 1:2, de las medidas que nos ofrece el manual EF RT 12609L.

Tabla 2. Dimensiones reales y a escala de la caja de cambios

<b>Medidas</b> <b>Dimensiones</b>	<b>Real</b> <b>EF 12609L</b>	<b>Escala</b>	<b>Diseño</b> <b>(cm)</b>
Altura	60,5	1:2	$\cong 30$
Ancho	54,8	1:2	$\cong 27$
Profundidad	73,2	1:2	$\cong 36$

Fuente. Manual Eaton Fuller RT 12609 L

Figura 22. Cotas para tabla 2



Fuente. Autores

**3.2.2 Establecimiento del número marchas y sus relaciones.** El número de marchas que debe tener una caja de cambios para vehículos pesados, está en función del trabajo a la que va a ser sometida, tipo de terreno y horas de trabajo, pero no hay un número específico ni una regla general que limite su número.

Siendo el punto de partida una caja de cambios EF SERIE RT-12609L, el número de marchas de la caja estará condicionado por el funcionamiento y componentes de la misma; para lo cual se presenta la siguiente tabla con la especificación de las marchas.

En la cual se podrá denotar la utilización de una caja principal y una auxiliar brindando dos selecciones de marchas las fuertes y veloces; sin la transmisión auxiliar tan solo se tendría las marchas de la caja principal es decir las veloces.

Tabla 3. Relaciones de transmisión

Gamas	Marcha	Relación
Fuertes o del intervalo bajas	Retro	13,19
	Low	12,48
	Primera	8,49
	Segunda	6,20
	Tercera	4,49
	Cuarta	3,40
Veloces o del intervalo alto	Quinta	2,49
	Sexta	1,82
	Séptima	1,32
	Octava	1,00

Fuente. Manual Eaton Fuller RT 12609 L

El diseño didáctico estará diseñado para nueve velocidades hacia adelante y una para marcha atrás. De las cuales: cinco de ellas más el retro pertenecen a las de intervalo bajo y cuatro a las veloces o de intervalo alto.

**3.2.3 Par motor y potencia.** La potencia en una caja de cambios es la valoración específica entre el par torsión y la velocidad que la transmisión puede resistir, es decir que no se puede diseñar una caja de cambios o cualquier transmisión sin saber primero la potencia que se desea transferir a través de todo el sistema de engranes, lo ideal es que la potencia que entre sea igual a la potencia que sale. Por otra parte, por lo regular no es constante a lo largo de un sistema de transmisión.

Existe una complicación en la relación que existe entre el torque y potencia de un motor, ya que son términos utilizados muy a la ligera en creando confusiones en consecuencia se puede decir que el torque mide la energía que dispone el motor, es decir “mide la fuerza”; en cambio la potencia mide como se transforma la energía entregada en función del tiempo.

La potencia está representada por:

$$H = T \cdot \omega \quad (10)$$

Dónde:

H: Potencia

T: Par torsión, torque

$\omega$ : Velocidad angular

Si se considera que la potencia de entrada es igual a la de salida entonces:

$$H = T_i \omega_i = T_o \omega_o \quad (11)$$

$\omega_i$ : Velocidad angular de entrada

$T_i$ : Par de torsión de entrada

$\omega_o$ : Velocidad angular de salida

$T_o$ : Par de torsión de salida

Con una potencia constante, una relación de engranes para disminuir la velocidad angular incrementará de manera simultánea el par de torsión. La relación de engranes, o valor del tren, del tren de engranes será:

$$R = \frac{\omega_0}{\omega_i} \wedge R = \frac{T_i}{T_0} \quad (12)$$

R: relación de transmisión

Un problema típico de diseño de transmisión de potencia especificará la capacidad de potencia deseada, junto con la velocidad angular de entrada y de salida, o el par de torsión de entrada y salida.

Por lo regular habrá una tolerancia especificada de los valores de salida. Después de que se hayan determinado los engranes específicos, podrán definirse los valores reales de salida.

### 3.2.4 Especificaciones de engranes.

**3.2.4.1 Módulo.** Los engranes que se han optado para el diseño del proyecto son engranes de dientes rectos, siendo su diseño más simple en comparación a los otros tipos de engranajes y por ende más baratos en su fabricación, además aun en la actualidad algunos modelos de cajas de cambio para vehículos pesados utilizan este tipo de engranes.

La autoridad para la difusión de los conocimientos relacionados con el diseño y análisis de los engranajes AGMA señala el índice del tamaño de los dientes en unidades del SI.

Figura 23. Módulos normalizados AGMA

Módulos	
Preferidos	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Siguiente elección	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Fuente. SHIGLEY Josep. Diseño en ingeniería mecánica. p.677

Haciendo un previo tanteo por el tamaño de la transmisión que se va a diseñar el módulo de los engranes a escoger es de 2.5 mm para todos los engranes para que exista una transferencia óptima entre engranes.

**3.2.4.2 Ángulo de presión.** De la mis manera que para la elección del módulo de los engranes se utilizara la tabla que nos provee AGMA. (SHIGLEY, 2008 págs. 676 - 678)

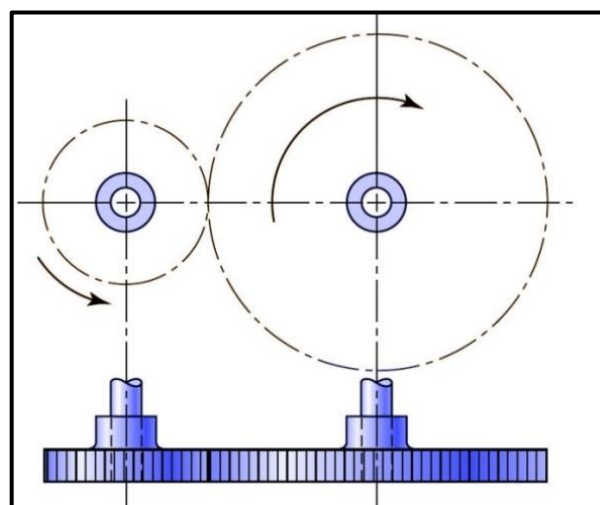
Figura 24. Ángulos de presión normalizados

Sistema de dientes	Ángulo de presión $\phi$ , grados	Cabeza $a$	Raíz $b$
Profundidad total	20	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
	$22\frac{1}{2}$	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
	25	$1/P_d$ o bien $1m$	$1.25/P_d$ o bien $1.25m$ $1.35/P_d$ o bien $1.35m$
Dientes recortados	20	$0.8/P_d$ o bien $0.8m$	$1/P_d$ o bien $1m$

Fuente. SHIGLEY Josep. Diseño en ingeniería mecánica. p.676

**3.2.4.3 Número de etapa para las marchas.** Partiendo una vez más del modelo base de una caja EATON FULLER compuesta de una caja principal y una auxiliar se puede considerar las diferentes etapas que hay en este tipo de transmisión; una etapa se considera a la relación que existe entre dos engranes cuando se transmite el movimiento. Cuando se habla de una etapa implica dos engranes y si se habla de dos etapas se necesita cuatro engranes.

Figura 25. Representación de una etapa



Fuente. SHIGLEY Josep. Diseño en ingeniería mecánica. p.654

Tabla 4. Número de etapas necesarias

Marcha	Número de etapas			Total de etapas
	C. principal	C. auxiliar	Invertir movimiento	
Reversa	2	2	2	5
Low	2	2	0	4
Primera	2	2	0	4
Segunda	2	2	0	4
Tercera	2	2	0	4
Cuarta	0	2	0	2
Quinta	2	0	0	2
Sexta	2	0	0	2
Séptima	2	0	0	2
Octava	0	0	0	0

Fuente. Autores

**3.2.4.4 Número de engranes.** Una vez que se estableció el total de etapas para cada marcha se procede a determinar el número de engranes necesarios, considerando que la transmisión de fuerza desde un engrane hacia dos; técnica utilizada para reducir esfuerzos, es común en los vehículos pesados por lo que la siguiente tabla muestra el número de engranes para cada marcha, en donde consta un número de tres engranes para cada etapa.

Tabla 5. Número total de engranes necesarios

Etapas y engranes		Nº de engranes
Engranes para etapa 1		3
Engranes para etapa 2	Engranes para marcha low	3
	Engranes para primera y quinta	3
	Engranes para segunda y sexta	3
	Engranes para tercera y séptima	3
	Engranes para reversa	3
Engranes para etapa 3		3
Engranes para etapa 4		3
Engranes para etapa 5		2
<b>TOTAL DE ENGRANES</b>		<b>26</b>

Fuente. Autores

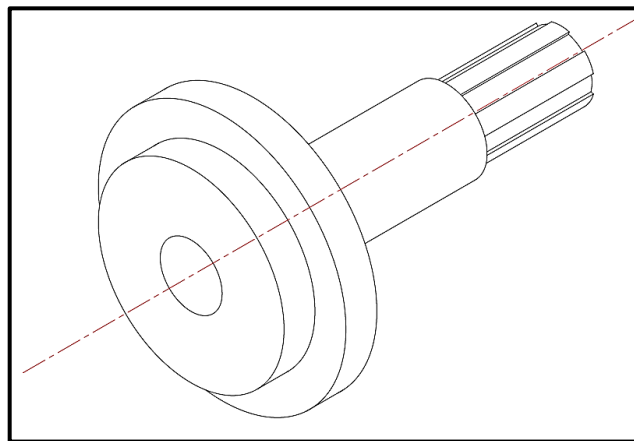
**3.2.5 Número de ejes y disposición de los engranes.** Se debe especificar el diseño general del eje, lo cual incluye la ubicación axial de los engranes y cojinetes. Es necesario tomar las decisiones acerca de cómo transmitir el par de torsión desde los engranes hasta el eje, además de cómo mantener los engranes y cojinetes en su sitio.

No obstante, en este punto no es necesario dimensionar estos elementos, puesto que sus tamaños estándar permiten estimar los factores de concentración de esfuerzos.

**3.2.5.1 Eje primario.** Este eje tendrá como función principal transmitir el movimiento proveniente del motor, por medio del embrague; para lo cual posee un estriado que acopla en el volante de inercia. El movimiento lo transmite gracias al piñón de ataque colocado al otro extremo del eje, el mismo que es solidario al eje.

- **Ubicación.** El eje primario, de ataque o impulsor; estará ubicado en la mitad de la parte frontal de la caja a diseñar, una vez más siguiendo el patrón de la caja RT-12609L.

Figura 26. Boceto eje primario o motriz

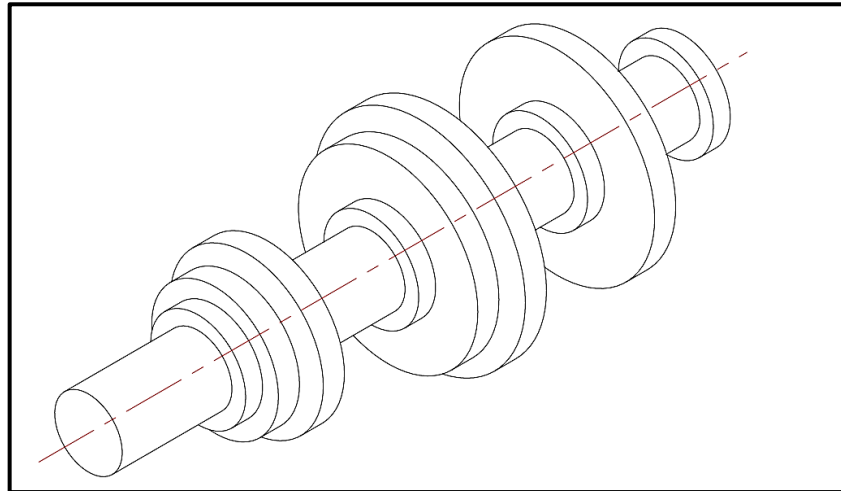


Fuente. Autores

**3.2.5.2 Eje secundario.** Es en donde estarán ubicados los engranes o piñones locos correspondientes a cada una de las marchas; en este eje también se encontrará los cubos de sincronización que giran solidarios al eje. Además que en un extremo del mismo se encuentra un piñón que transmitirá el movimiento a la caja auxiliar para generar la desmultiplicación deseada.

- *Ubicación.* El eje secundario está ubicado en el mismo eje axial del impulsor, acoplado por medio de una unión guía deslizable.

Figura 27. Boceto eje secundario con posibles engranes



Fuente. Autores

**3.2.5.3** *Contraejes de la caja principal.* También llamados ejes intermediarios porque estos transmitirán el movimiento desde eje primario hasta el secundario, consiguiendo de esta manera desmultiplicar la velocidad.

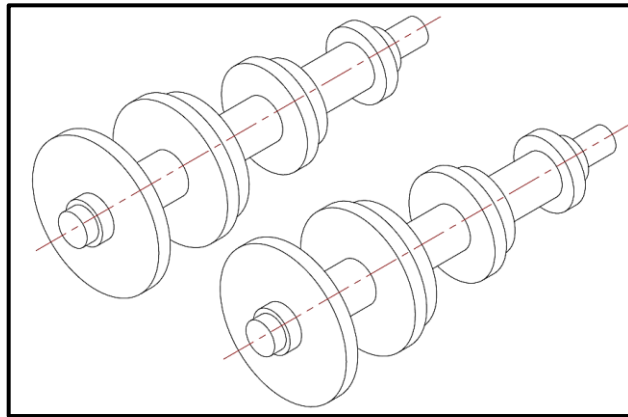
El principio de operación de una transmisión de contraejes múltiples es el mismo que el de una de un sólo contraeje. La diferencia principal es que la unidad de contraejes múltiples distribuye la fuerza que actúa sobre uno de los contraejes reduciendo esfuerzos.

Los engranes de este eje son mecanizados en el mismo, para el propósito de este proyecto no es obligatoria esta condición siendo un prototipo didáctico. Pero los engranes y el eje sí conformará un solo elemento, por medio de unión por medio de tornillos y resinas especiales.

- *Ubicación.* Los ejes intermediarios de la caja principal serán ubicados a los extremos laterales de los ejes primario y secundario, y los centros de los ejes estarán a la misma altura para la transmisión del movimiento por medio de los engranes.



Figura 28. Boceto contraejes o ejes intermediarios

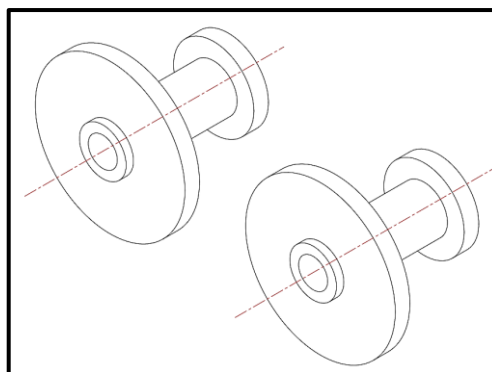


Fuente. Autores

**3.2.5.4** *Contraejes para la caja auxiliar.* Son dos ejes que serán ubicados en la sección auxiliar para transmitir el movimiento desde el engrane fijo del eje secundario hacia el eje de salida. De la misma manera que los contraejes de la caja principal, son para que la fuerza se distribuya de manera uniforme, existiendo menor esfuerzo y desgaste.

- *Ubicación.* Los dos contraejes de la caja auxiliar se encuentran unidos a los contraejes de la caja principal por medio de una unión guía deslizante, es decir que se encontrarán en el mismo eje axial.

Figura 29. Boceto ejes intermediarios de la caja auxiliar



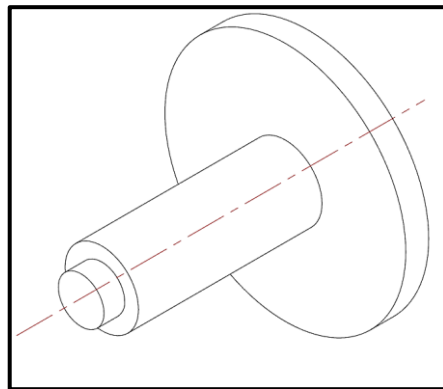
Fuente. Autores

**3.2.5.5** *Eje final o de salida.* Es el eje cuya velocidad será el resultado de la desmultiplicación, este eje posee dos engranes fijos a los extremos y un cubo

sincronizador unido al eje; que sirve para la selección las velocidades de gama alta y el segundo para la selección de gama baja.

- *Ubicación.* Este eje estará unido por medio de una unión guía deslizable al eje secundario, esta unión solo sirve para soporte y giro del eje. Al ser una unión guía deslizable estará en el mismo eje axial del eje primario y secundario.

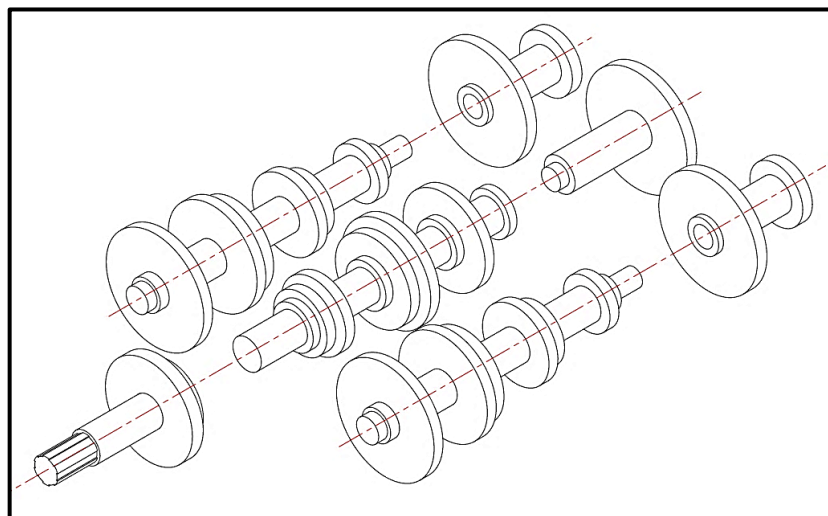
Figura 30. Boceto del eje de salida



Fuente. Autores

Dándonos un total de siete ejes ubicados de forma paralela en tres secciones longitudinales, cuyas dimensiones serán establecidas a medida del desarrollo de este proyecto, debido a que es necesario el diámetro y número de dientes de los engranajes para su dimensionamiento óptimo; como su distribución y apoyos.

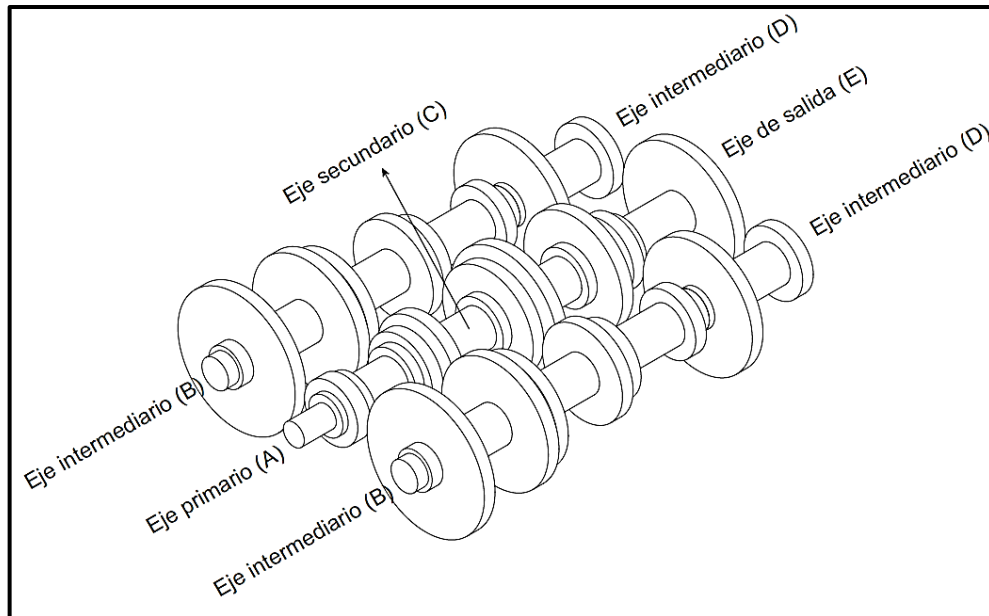
Figura 31. Boceto de acople de ejes entre si



Fuente. Autores

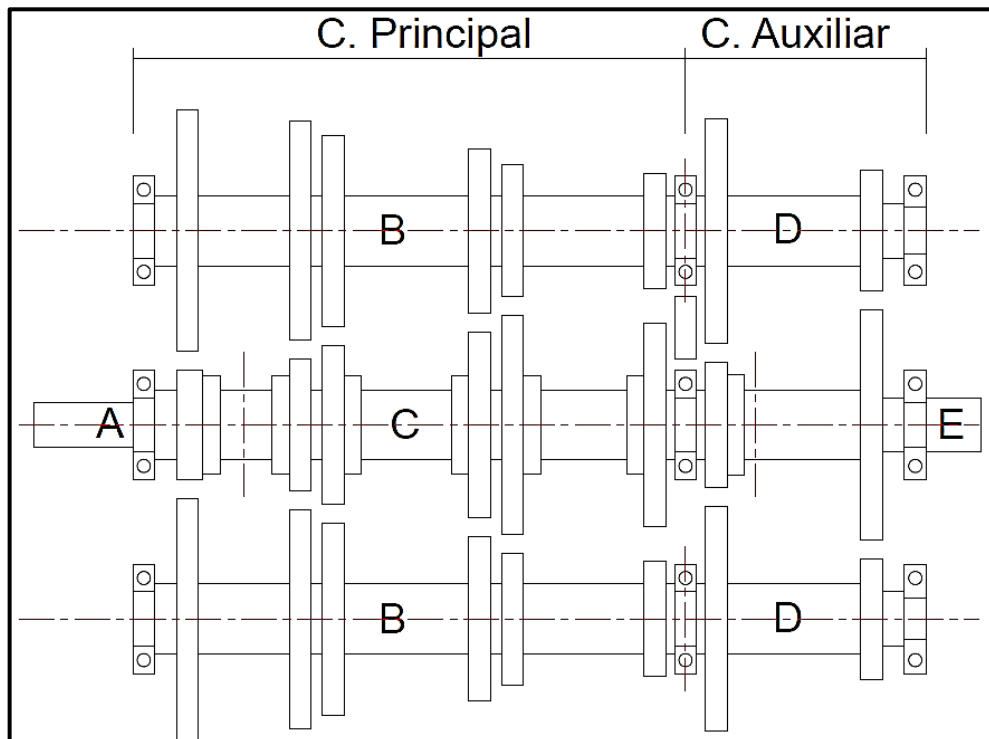
**3.2.5.6 Designacion de ejes y engranes.** La designacion se realiza para facilitar el trabajo al momento de referirse a un eje o engrane en particular, de igual manera al realizar los posteriores cálculos para el diseño de una caja de cambios.

Figura 32. Designacion de los ejes



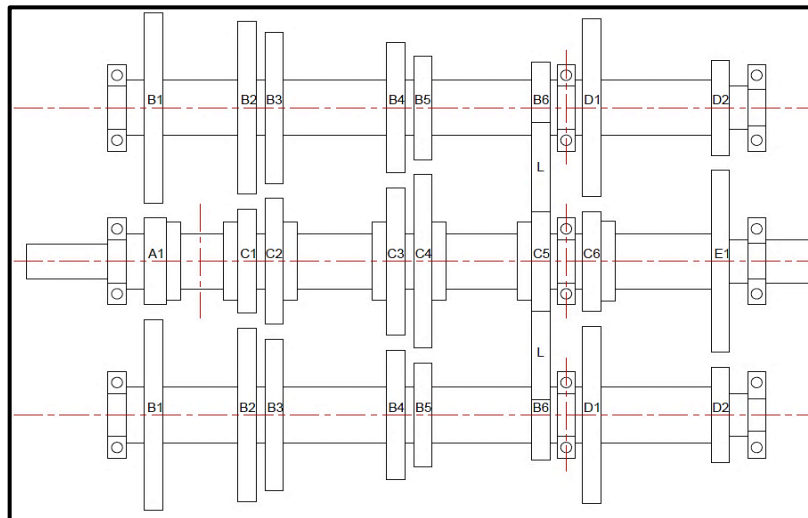
Fuente. Autores

Figura 33. Combinación de cajas: principal y auxiliar



Fuente. Autores

Figura 34. Designación de los engranes



Fuente. Autores

### 3.2.6 Resumen de ejes y engranes.

Tabla 6. Designación de ejes y engranes

Sección	Eje		Engrane
Caja principal	Primario	A	A1
	Intermediario	B	B1
			B2
			B3
			B4
			B5
			B6
	Intermediario	B	B1
			B2
			B3
			B4
			B5
			B6
Caja auxiliar	Secundario	C	C1
			C2
			C3
			C4
			C5
	Intermediario	D	D1
			D2
	Intermediario	D	D1
			D2
	Salida	E	E1

Fuente. Autores

**3.2.7** *Flujo de movimiento para las diferentes marchas o cambios.* El flujo de movimiento es un esquema que permitirá apreciar de mejor manera las transmisiones que se producen en el interior de la caja de cambios, entre los diferentes engranajes, desde que inicia el movimiento por el eje primario (A) hasta la salida del mismo por el eje de salida (F).

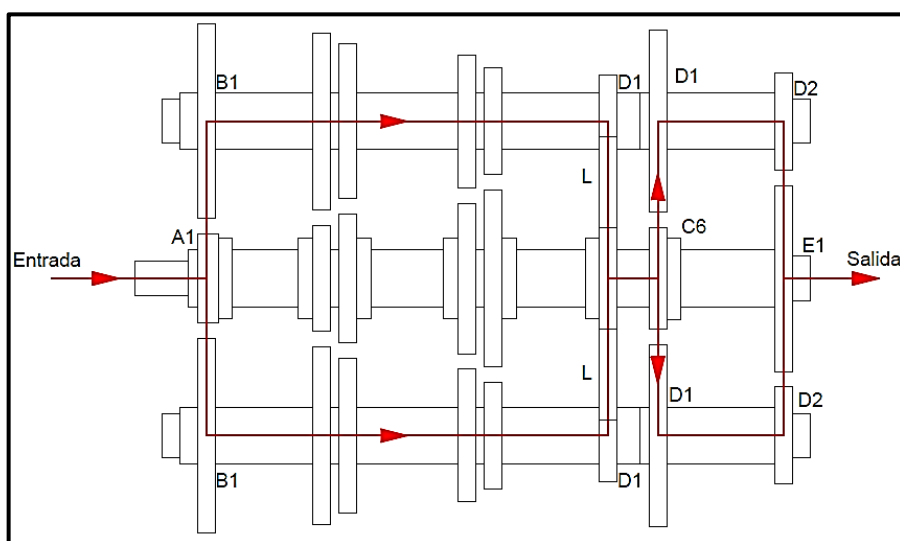
Para esto cabe tomar cuenta tres puntos del funcionamiento de una caja de cambios con el intervalo alto y el intervalo bajo, ya explicado anteriormente.

- Para todas las relaciones de transmisión incluida la de marcha atrás la primera desmultiplicación (etapa 1) se realizará entre el engrane A1 del eje primario (A) que transmite el movimiento a los contraejes B por medio de engranes B1.
- Las marchas del intervalo bajo: low, 1°, 2°, 3°, 4° y reversa; tendrán una última desmultiplicación, etapa 3 y 4 de la caja auxiliar en los contraejes (D) que recibirán el movimiento del engrane (C6), perteneciente al eje C, al engrane (D1) para así entregar finalmente el movimiento por medio de los engranajes (D2) al engranaje final (E1).
- En las marchas del intervalo alto: desde sexta a octava la desmultiplicación a los ejes intermediario (D) no se considerarán ya que el eje secundario (C) y el eje final (D) serán solidarios entre sí.
- Lo que resta por analizar son las desmultiplicaciones que se producen entre los contraejes (B) y los engranajes locos que se encuentran en el eje secundario (C).

Una vez hecho esto el movimiento se transmite gracias a un sincronizador accionado por una horquilla, permitiendo así que el movimiento sea solidario al eje (C).

**3.2.7.1** *Marcha atrás o reversa.* Para la marcha atrás el flujo de movimiento es de B6 a L que a su vez lo transmiten al engrane C5 del eje secundario, pasando así el movimiento a la caja auxiliar, para finalmente el movimiento se transmita al eje E de salida.

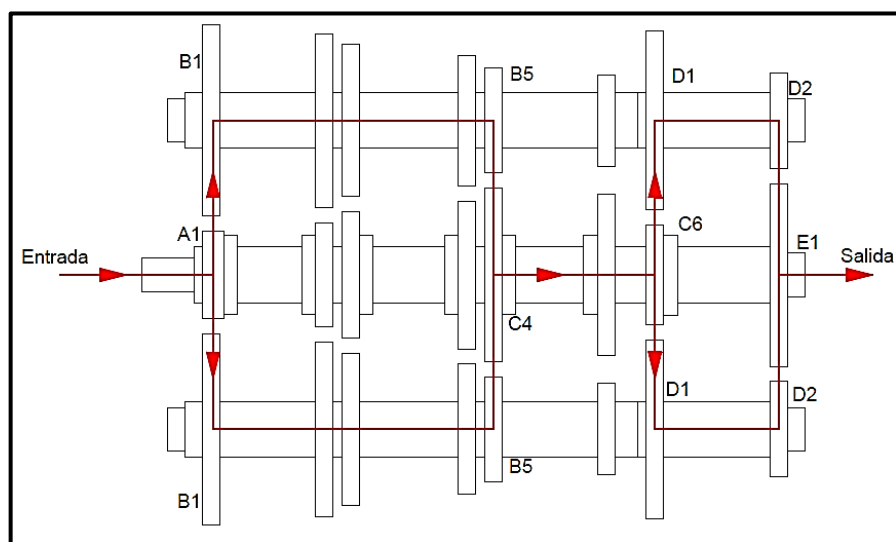
Figura 35. Flujo de movimiento para reversa



Fuente. Autores

**3.2.7.2 Marcha low.** La marcha low se analiza tomando en cuenta los puntos anteriores de tal manera que la transmisión restante es cuando los engranajes B5, de los contraejes transmiten el movimiento al engrane loco C4 del eje secundario (D).

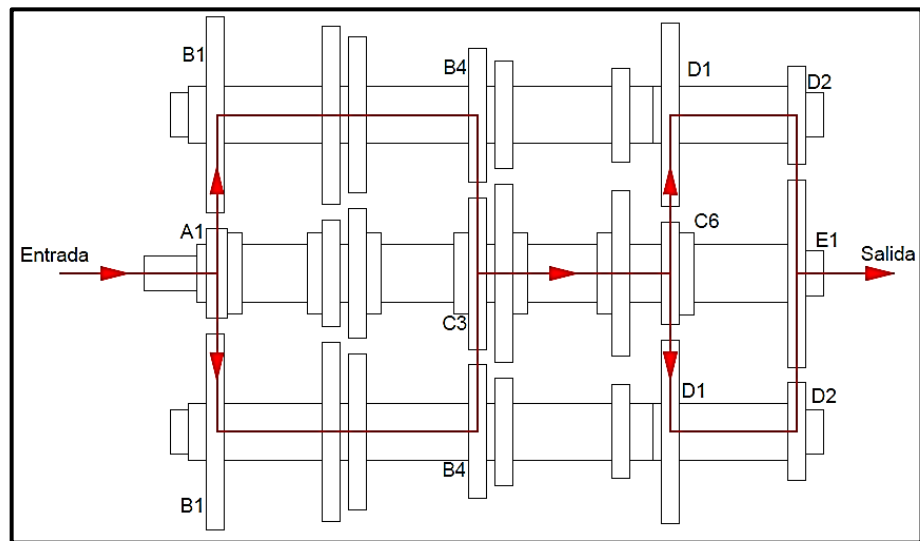
Figura 36. Flujo de movimiento de marcha low



Fuente. Autores

**3.2.7.3 Primera marcha.** Para lograr la relación de transmisión de primera marcha el movimiento se transmite de los engranajes B4 al engrane loco C3 del eje secundario (D) obteniendo una relación de 8,49.

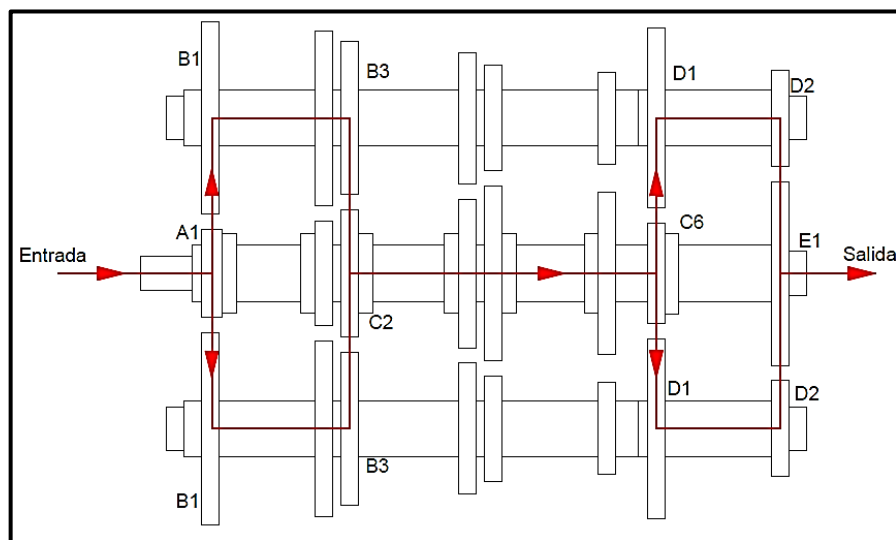
Figura 37. Flujo de movimiento de primera marcha



Fuente. Autores

**3.2.7.4 Segunda marcha.** Siguiendo la misma secuencia de movimiento para segunda, el movimiento se transmite de los engranajes B3 al engranaje loco C2, del eje secundario (C).

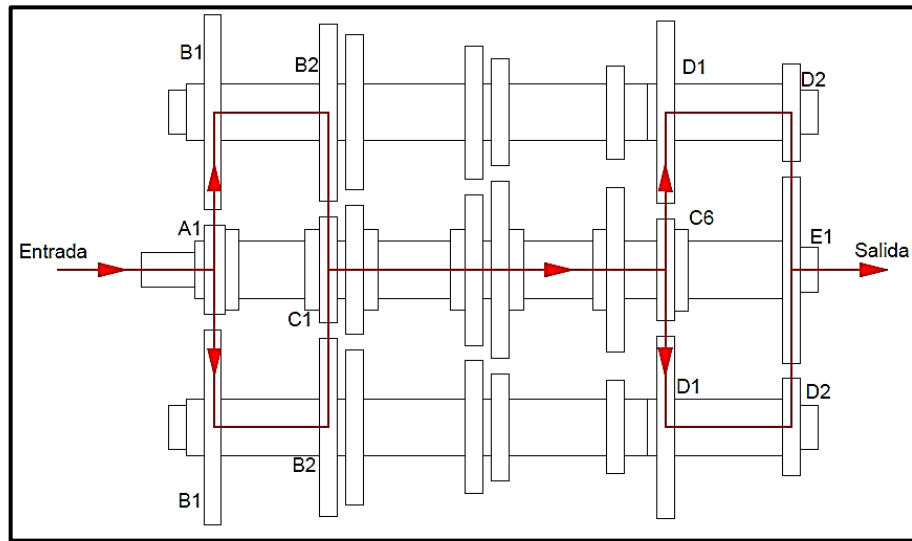
Figura 38. Flujo de movimiento para segunda marcha



Fuente. Autores

**3.2.7.5 Tercera marcha.** El movimiento se transmite de los engranajes B2 al engranaje loco C1 del eje secundario (D); recordando que el eje C no es solidario al eje A, están unidos por medio de una junta deslizable.

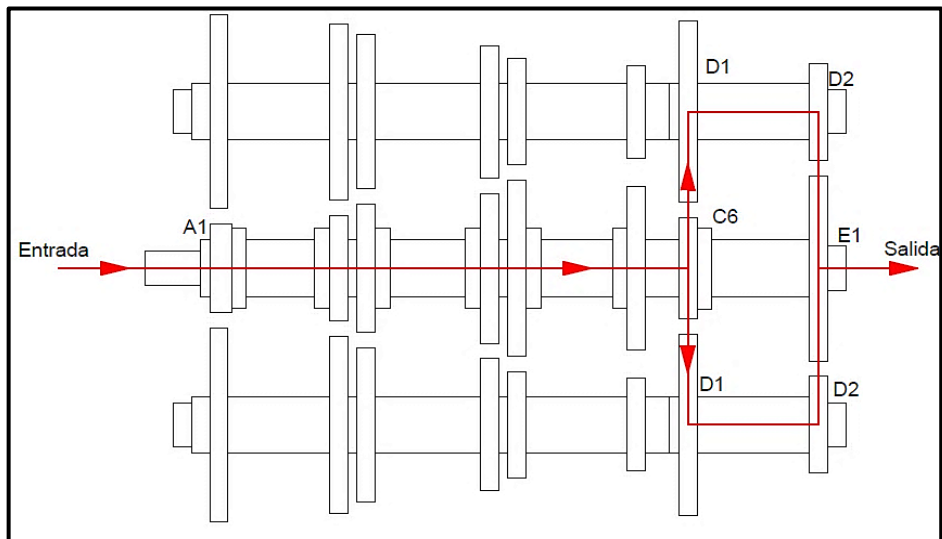
Figura 39. Flujo de movimiento para tercera marcha



Fuente. Autores

**3.2.7.6 Cuarta marcha.** Al hacerse solidario el eje primario con el secundario por medio del engranaje A1, éstos dos ejes se mueven juntos y solo se tiene la desmultiplicación de la caja auxiliar.

Figura 40. Flujo de movimiento para cuarta marcha

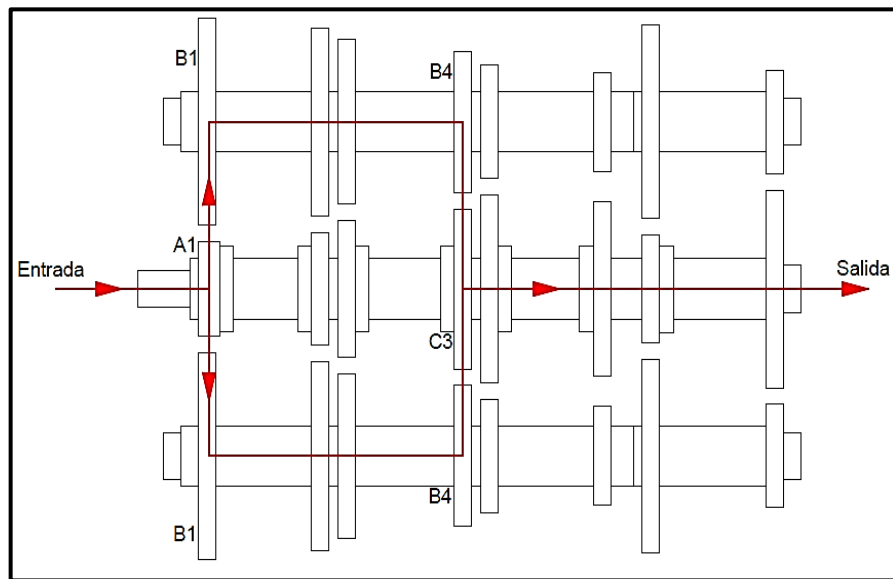


Fuente. Autores

**3.2.7.7 Quinta marcha.** Al ser solidario el eje de salida (E) y el secundario (C), la transmisión del movimiento queda en manos de los engranes B4 que hacen girar al engrane D3.



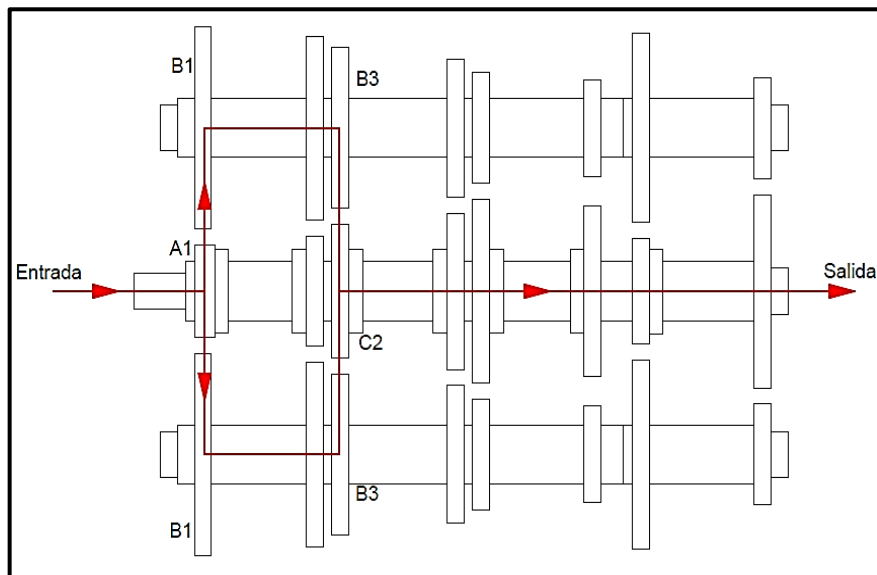
Figura 41. Flujo de movimiento para quinta marcha



Fuente. Autores

**3.2.7.8 Sexta marcha.** El movimiento una vez que pasa por la primera etapa, lo siguiente es transmitir el movimiento de los engranes B3 al engrane D2.

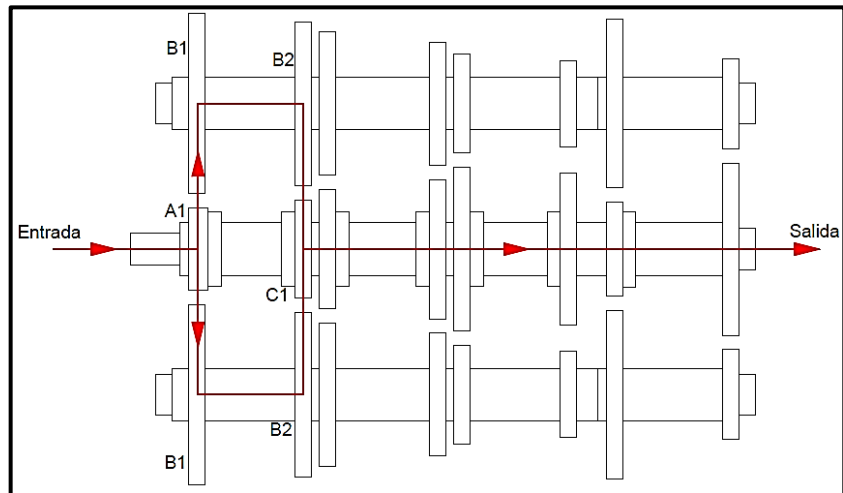
Figura 42. Flujo de movimiento para sexta marcha



Fuente. Autores

**3.2.7.9 Séptima marcha.** Se transmite de los engranes B2 al engrane C1, para que así el movimiento salga por el eje final (E).

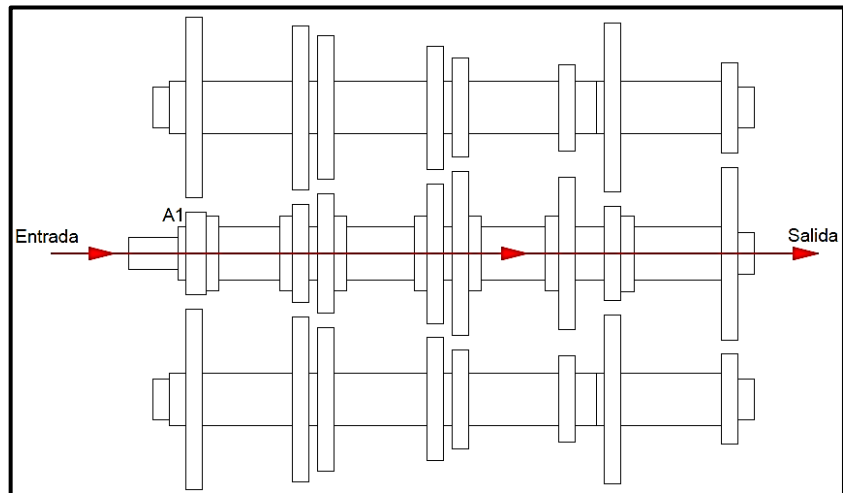
Figura 43. Flujo de movimiento para séptima marcha



Fuente. Autores

**3.2.7.10 Octava marcha.** El eje primario, el eje secundario y el eje final se hacen solidarios entre sí, es decir giran como un sólo eje, dándonos la primera relación de transmisión que es de uno a uno porque el motor y la caja giran a la misma velocidad.

Figura 44. Flujo de movimiento para octava marcha



Fuente. Autores

**3.2.8 Mecanismo de accionamiento.** Para el accionamiento de la caja de cambios del presente proyecto es necesario el uso de diferentes componentes para el propósito de cambio de marchas, así también como para la selección de los dos tipos de gamas de velocidades, cuyas medidas serán establecidas una vez que se dimensionen los demás componentes de la caja.

**3.2.8.1 Sincronizadores.** Los sincronizadores consta de diferentes componentes primordiales para el cambio de velocidades en una caja de cambios, sin embargo para el presente proyecto se tomarán en cuenta tan solo las partes principales.

- *Cubo sincronizador.* Siendo un componente principal que permite la transmisión del movimiento al estar unido al eje secundario; posee el mismo número de dientes que el dentado exterior de los engranes para cambio de marchas. Se dispone un cubo sincronizador para cada dos marchas. Tres para la selección de machas y un cuarto para la selección de gamas de velocidades.
- *Corona desplazable.* Es parte del sistema de sincronización que consta de un dentado interno, con el mismo estriado o mismo número de dientes que el de cubo sincronizador, para que pueda unir un piñón loco de una marcha con el cubo y así obtener la desmultiplicación deseada.

**3.2.8.2 La horquilla.** Está unida a la barra desplazable y se encaja en la canaladura que lleva la corona desplazable. Tiene la misión de desplazar la corona para que engrane con el piñón loco a través del conjunto sincronizador. En la misma secuencia habrá una horquilla para cada corona desplazable.

**3.2.8.3 La barra desplazable o cerrojo.** Está unida a la horquilla por un pasador o tornillo, en el otro extremo termina en una escotadura por donde se desplaza el dedo selector. Cada barra solo sujeta una horquilla. Sus dimensiones estarán basadas en la disposición de los cubos y los engranes de la caja.

**3.2.8.4 El dedo selector.** Está unido al eje selector o de mando, tiene la misión de desplazar axialmente la barra desplazable seleccionada por el conductor para conectar las marchas.

**3.2.8.5 Varillaje.** La transmisión de las opciones de marcha del conductor al dedo selector se realiza por medio de un sistema de varillaje compuesto por bielas y palancas o bien por medio de cables bowden, en función del diseño se utilizará una varilla horizontal que transmitirá el movimiento desde la palanca al dedo selector.

**3.2.8.6** *La palanca de cambios.* Tiene marcados los movimientos necesarios para seleccionar cada marcha.

Tabla 7. Designación de elementos de accionamiento

<b>Tipo de selección</b>	<b>Cubo sincronizador</b>	<b>Corona desplazable</b>	<b>Horquilla</b>
Para tercera y cuarta velocidad	S1	K1	H1
Primera a segunda velocidad	S2	K2	H2
Para reversa y marcha low	S3	K3	H3
Para gamas de velocidad	S4	K4	H4

Fuente. Autores

La distribución de todos los componentes para el accionamiento de las diferentes velocidades y la selección de gamas de velocidad serán establecidas una vez que todos los componentes de la caja de cambios estén dimensionados y analizados.

**3.2.8.7** *Carcasa de la caja de cambios.* Es el elemento que va a soportar y a guardar los diferentes elementos que componen la caja de cambios para vehículos pesados, cuyas dimensiones serán establecidas en el próximo capítulo, al igual que la de los demás componentes.

Además consta de dos cubiertas superiores, cuya función es soportar el mecanismo de accionamiento de las diferentes marchas además del mecanismo selector de velocidades altas y bajas.

## **CAPÍTULO IV**

### **4. ANÁLISIS, CÁLCULOS Y DIMENSIONAMIENTO**

Para empezar los cálculos pertinentes como el número de dientes así como los esfuerzos que intervienen en el diseño y la selección de material, se considera todos los puntos del capítulo 4 ya que en ese capítulo se especificó los bocetos básicos de la caja de cambios didáctica para caja de cambios de vehículos pesados.

#### **4.1 Cálculo y dimensionamiento de engranajes**

Como se especificó en el capítulo 4, el diseño de la caja de cambios se basa en una caja EATON FULLER, de donde se obtuvo las relaciones de transmisión que se desea para la transmisión didáctica y será a partir de estas de donde el número de dientes de los engranajes.

Recordando que el uso de contraejes en una caja de cambios no afecta el cálculo del número de dientes ya que el principio de funcionamiento con un eje intermediario que con dos, es el mismo, radica en su diferencia en la distribución de las fuerzas que actúan sobre éste, dando como resultado menores esfuerzos y desgaste; alargando el tiempo de vida de los ejes y engranes.

Para facilitar el cálculo se empieza desde la séptima marcha; es en ésta donde sólo intervienen dos etapas de reducción, es decir cuatro engranajes. Al haberse impuesto previas relaciones de transmisión es necesario utilizar un método de aproximaciones numéricas.

Se propone las ecuaciones siguientes que nos servirán para el cálculo iterativo, por el método de aproximaciones sucesivas, del número de engranes, para las diferentes marchas, a partir de las relaciones de transmisión que nos provee el manual de la caja de cambios Eaton Fuller RT-12609L

Relación deseada:

$$R = R_1 \cdot R_2 \quad (13)$$

Relación de la primera etapa:

$$R_2 = \frac{N_1}{N_2} \quad (14)$$

Relación de la primera etapa:

$$R_2 = \frac{N_4}{N_3} \quad (15)$$

Número total de dientes:

$$T = N_1 + N_2 \quad (16)$$

$$T = N_3 + N_4 \quad (17)$$

$$N_1 + N_2 = N_3 + N_4 \quad (18)$$

Reemplazando y despejando  $N_3$

$$N_1 + N_2 = N_3 + N_4$$

$$N_1 + N_1 \cdot R_1 = N_3 + R_2 \cdot N_3$$

$$N_3(1 + R_2) = N_1(1 + R_1)$$

$$N_3 = \frac{(1 + R_1)}{(1 + R_2)} \cdot N_1 \quad (19)$$

Ahora despejando  $N_4$

$$N_4 = \frac{(1 + R_1)}{(1 + R_2)} \cdot R_2 N_1 \quad (20)$$

Se establece una tabla de cálculos por medio de aproximaciones sucesivas donde el valor que puede variar es  $R_1$  o  $R_2$ , mientras que otro valor a aproximar es el número de dientes del engrane  $N_1$  a partir de 16 dientes ya que es el número mínimo de dientes con un ángulo de  $20^\circ$ .

La tabla a considerar posee tres niveles en los cuales en el primer nivel se itera las diferentes posibilidades para las relaciones de transmisión de la primera etapa y segunda etapa. En el segundo nivel se utiliza los valores del engrane  $N_1$  que van desde 16 dientes en adelante, para aplicar la ecuación 7 y obtener los valores de  $N_4$ .

El tercer nivel aplica de manera similar que el segundo, variando los valores de  $N_1$  obtenemos en este caso los valores de  $N_3$ .

#### 4.1.1 Cálculo del número total de dientes entre engranajes.

Tabla 8. Iteraciones para el cálculo del número total de dientes

Nivel 1			Nivel 2						
Valores de $N_1$			16	17	18	19	20	21	22
R	$R_1$	$R_2$	$N_3$	$N_3$	$N_3$	$N_3$	$N_3$	$N_3$	$N_3$
1,32	3	0,440	44,444	47,222	50,000	52,778	55,556	58,333	61,111
1,32	2,9	0,455	42,882	45,562	48,242	50,922	53,602	56,282	58,962
1,32	2,8	0,471	41,320	43,903	46,485	49,068	51,650	54,233	56,816
1,32	2,7	0,489	39,761	42,246	44,731	47,216	49,701	52,187	54,672
1,32	2,6	0,508	38,204	40,592	42,980	45,367	47,755	50,143	52,531
1,32	2,5	0,528	36,649	38,940	41,230	43,521	45,812	48,102	50,393
1,32	2,4	0,550	35,097	37,290	39,484	41,677	43,871	46,065	48,258
1,32	2,3	0,574	33,547	35,644	37,740	39,837	41,934	44,030	46,127
1,32	2,2	0,600	32,000	34,000	36,000	38,000	40,000	42,000	44,000
1,32	2,1	0,629	30,456	32,360	34,263	36,167	38,070	39,974	41,877
1,32	2	0,660	28,916	30,723	32,530	34,337	36,145	37,952	39,759
1,32	1,9	0,695	27,379	29,090	30,801	32,512	34,224	35,935	37,646
1,32	1,8	0,733	25,846	27,462	29,077	30,692	32,308	33,923	35,538
1,32	1,7	0,776	24,318	25,838	27,358	28,877	30,397	31,917	33,437

Fuente. Autores

Tabla 8. (Continuación)

Nivel 1			Nivel 3						
Valores de N1			16	17	18	19	20	21	22
R	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	N <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>	N <sub>4</sub>
1,32	3	0,440	19,556	20,778	22,000	23,222	24,444	25,667	26,889
1,32	2,9	0,455	19,518	20,738	21,958	23,178	24,398	25,618	26,838
1,32	2,8	0,471	19,480	20,697	21,915	23,132	24,350	25,567	26,784
1,32	2,7	0,489	19,439	20,654	21,869	23,084	24,299	25,513	26,728
1,32	2,6	0,508	19,396	20,608	21,820	23,033	24,245	25,457	26,669
1,32	2,5	0,528	19,351	20,560	21,770	22,979	24,188	25,398	26,607
1,32	2,4	0,550	19,303	20,510	21,716	22,923	24,129	25,335	26,542
1,32	2,3	0,574	19,253	20,456	21,660	22,863	24,066	25,270	26,473
1,32	2,2	0,600	19,200	20,400	21,600	22,800	24,000	25,200	26,400
1,32	2,1	0,629	19,144	20,340	21,537	22,733	23,930	25,126	26,323
1,32	2	0,660	19,084	20,277	21,470	22,663	23,855	25,048	26,241
1,32	1,9	0,695	19,021	20,210	21,399	22,588	23,776	24,965	26,154
1,32	1,8	0,733	18,954	20,138	21,323	22,508	23,692	24,877	26,062

Fuente. Autores

Se puede ver muy claramente cuando el valor de  $R_1 = 2,2$  y  $R_2 = 0,6$  los valores de  $N_3$  son valores enteros, siguiendo la misma línea el único valor entero de  $N_4$  es de 24 cuando  $N_1 = 20$  entonces ya se obtuvo los primeros valores de los engranajes de la etapa 1.

También como el valor total de dientes entre dos ejes siendo igual 64 dientes y a partir de estos dos datos se puede seguir iterando y calculando los demás números de dientes para las diferentes marchas.

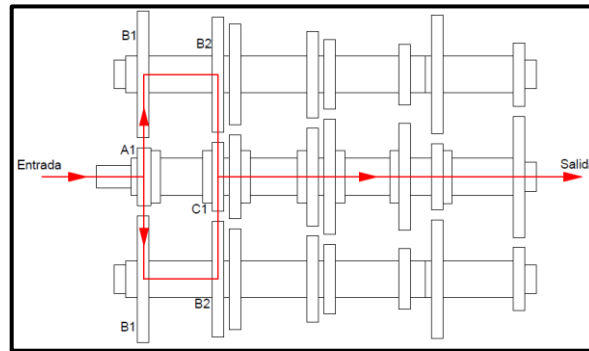
Una vez con el número total de dientes por etapa podemos calcular los demás con iteraciones a partir de la siguiente formula.

$$N_3 = \frac{64}{(1 + R_2)} \quad (21)$$



**4.1.2 Número de dientes para engranes de séptima marcha.** Una vez que se conoce el número total de dientes entre etapas se puede reformular el modelo para así iterar y conocer el número de dientes para los engranajes de las diferentes marchas, aplicando la ecuación 21 con un total de 64 dientes.

Figura 45. Flujometría de séptima marcha



Fuente. Autores

Tabla 9. Aproximación sucesiva para número de dientes de séptima marcha

Itr.	$R_1$	$R_2$	$R$	$A_1$	$B_1$	$B_2$	$C_2$
1	3,0	0,440	1,32	16,000	48,000	44,444	19,556
2	2,9	0,455	1,32	16,410	47,590	43,981	20,019
3	2,8	0,471	1,32	16,842	47,158	43,495	20,505
4	2,7	0,489	1,32	17,297	46,703	42,985	21,015
5	2,6	0,508	1,32	17,778	46,222	42,449	21,551
6	2,5	0,528	1,32	18,286	45,714	41,885	22,115
7	2,4	0,550	1,32	18,824	45,176	41,290	22,710
8	2,3	0,574	1,32	19,394	44,606	40,663	23,337
9	2,2	0,600	1,32	20,000	44,000	40,000	24,000
10	2,1	0,629	1,32	20,645	43,355	39,298	24,702

Fuente. Autores

En la iteración nueve los valores coinciden con valores enteros, por esta razón se considera a estos como el número de dientes óptimos para esta marcha.

$$\therefore A_1 = 20$$

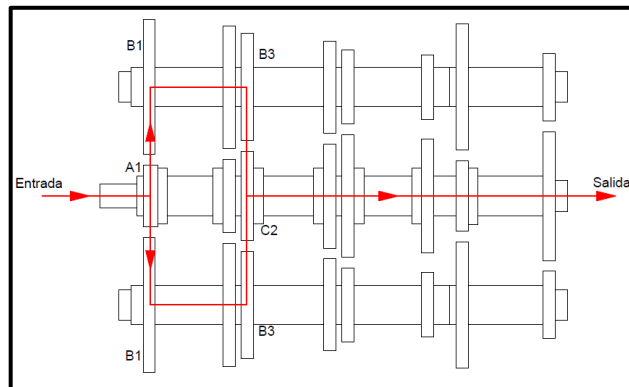
$$B_1 = 44$$

$$B_2 = 40$$

$$C_1 = 24$$

#### 4.1.3 Cálculo del número de dientes de engranes para la sexta marcha.

Figura 46. Flujometría de sexta marcha



Fuente. Autores

Tabla 10. Aproximación sucesiva para número de dientes de sexta marcha

Itr.	$R_1$	$R_2$	$R$	$A_1$	$B_1$	$B_3$	$C_2$
1	3,0	0,607	1,82	16,000	48,000	39,834	24,166
2	2,9	0,628	1,82	16,410	47,590	39,322	24,678
3	2,8	0,650	1,82	16,842	47,158	38,788	25,212
4	2,7	0,674	1,82	17,297	46,703	38,230	25,770
5	2,6	0,700	1,82	17,778	46,222	37,647	26,353
6	2,5	0,728	1,82	18,286	45,714	37,037	26,963
7	2,4	0,758	1,82	18,824	45,176	36,398	27,602
8	2,3	0,791	1,82	19,394	44,606	35,728	28,272
9	2,2	0,827	1,82	20,000	44,000	35,025	28,975
10	2,1	0,867	1,82	20,645	43,355	34,286	29,714

Fuente. Autores

Siguiendo el mismo procedimiento que se utilizó para la séptima marcha en la novena iteración los cálculos se aproximan a valores enteros por lo que el número de dientes de los engranes que intervienen para sexta marcha queda de la siguiente manera:

$$\therefore A_1 = 20$$

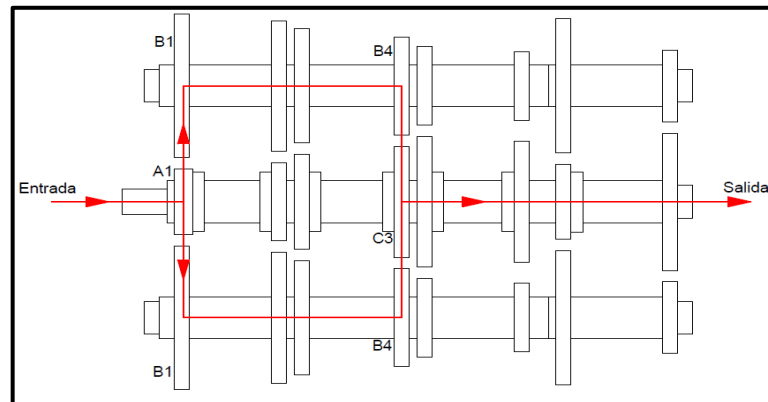
$$B_1 = 44$$

$$B_3 = 35$$

$$C_2 = 29$$

#### 4.1.4 Cálculo del número de dientes de engranes para la quinta marcha.

Figura 47. Flujometría de sexta marcha



Fuente. Autores

Tabla 11. Aproximación sucesiva para número de dientes de quinta marcha

Itr.	$R_1$	$R_2$	$R$	$A_1$	$B_1$	$B_4$	$C_3$
1	3,0	0,830	2,49	16,000	48,000	34,973	29,027
2	2,9	0,859	2,49	16,410	47,590	34,434	29,566
3	2,8	0,889	2,49	16,842	47,158	33,875	30,125
4	2,7	0,922	2,49	17,297	46,703	33,295	30,705
5	2,6	0,958	2,49	17,778	46,222	32,692	31,308
6	2,5	0,996	2,49	18,286	45,714	32,064	31,936
7	2,4	1,038	2,49	18,824	45,176	31,411	32,589
8	2,3	1,083	2,49	19,394	44,606	30,731	33,269
9	2,2	1,132	2,49	20,000	44,000	30,021	33,979
10	2,1	1,186	2,49	20,645	43,355	29,281	34,719

Fuente. Autores

$$\therefore A_1 = 20$$

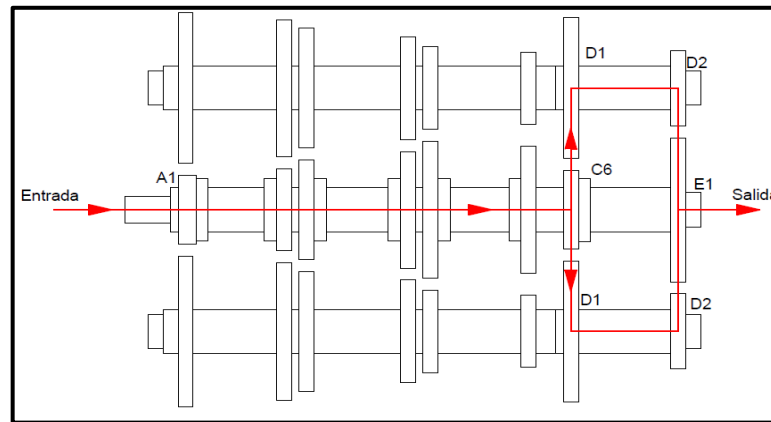
$$B_1 = 44$$

$$B_4 = 30$$

$$C_3 = 34$$

#### 4.1.5 Cálculo del número de dientes de engranes para la cuarta marcha.

Figura 48. Flujometría de cuarta marcha



Fuente. Autores

Tabla 12. Aproximación sucesiva para número de dientes de cuarta marcha

Itr.	$R_1$	$R_2$	$R$	$D_1$	$D_2$	$C_6$	$E_1$
1	3,0	1,134	3,40	16,000	48,000	29,986	34,014
2	2,9	1,172	3,40	16,410	47,590	29,460	34,540
3	2,8	1,214	3,40	16,842	47,158	28,903	35,097
4	2,7	1,259	3,40	17,297	46,703	28,328	35,672
5	2,6	1,308	3,40	17,778	46,222	27,733	36,267
6	2,5	1,360	3,40	18,286	45,714	27,119	36,881
7	2,4	1,417	3,40	18,824	45,176	26,483	37,517
8	2,3	1,478	3,40	19,394	44,606	25,825	38,175
9	2,2	1,545	3,40	20,000	44,000	25,143	38,857
10	2,1	1,619	3,40	20,645	43,355	24,436	39,564
11	2,0	1,700	3,40	21,333	42,667	23,704	40,296
12	1,9	1,789	3,40	22,000	42,000	23,000	41,000
13	1,8	1,889	3,40	22,857	41,143	22,154	41,846

Fuente. Autores

$$\therefore D_1 = 22$$

$$D_2 = 42$$

$$C_6 = 23$$

$$E_1 = 41$$

**4.1.6** *Cálculo del número de dientes de engranes para marcha atrás.* Los engranes  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $E_1$  y  $C_6$  fueron calculados en el punto anterior por lo que nos queda por calcular los engranes  $B_6$  y  $D_5$  que corresponden a la marcha de retro.

$$R_{aux} = \frac{D_1 E_1}{C_6 D_2}$$

$$R_{aux} = \frac{41}{23} \cdot \frac{42}{22}$$

$$R_{aux} = 3,40$$

La relación para reversa que nos da el manual EATON FULLER es:

$$R_{reversa} = 13,18$$

Entonces la relación de la caja principal con la que vamos a realizar las iteraciones es:

Tabla 13. Aproximación sucesiva para número de dientes para reversa

Itr.	$R_1$	$R_2$	$R_{principal}$	$D_1$	$D_2$	$C_6$	$E_1$
1	3,000	1,292	3,88	16,000	48,000	25,305	32,695
2	2,900	1,337	3,88	16,410	47,590	24,823	33,177
3	2,800	1,384	3,88	16,842	47,158	24,326	33,674
4	2,700	1,436	3,88	17,297	46,703	23,814	34,186
5	2,600	1,491	3,88	17,778	46,222	23,286	34,714
6	2,500	1,550	3,88	18,286	45,714	22,742	35,258
7	2,400	1,615	3,88	18,824	45,176	22,180	35,820
8	2,300	1,685	3,88	19,394	44,606	21,600	36,400
9	2,200	1,762	3,88	20,000	44,000	21,001	36,999
10	2,100	1,846	3,88	20,645	43,355	20,382	37,618

Fuente. Autores

$$\therefore A_1 = 20$$

$$B_1 = 44$$

$$B_6 = 21$$

$$C_5 = 37$$

Una vez calculado estos engranes la marcha de retro necesita una apreciación diferente a la de las demás marchas, ya que contiene un piñón loco para cambiar el sentido de giro del movimiento, el cual para el presente proyecto puede tener cualquier dimensión, mientras se mantenga dentro de la geometría de la caja de cambios.

Por lo que el número de dientes para el piñón loco para la marcha de reversa puede ser entre el rango de  $16 \leq L \leq 37$ .

**4.1.7 Resumen de engranes con sus números de dientes.** Con todo el proceso iterativo se pudo obtener el número de dientes óptimos para las relaciones de transmisión deseadas y propuestas por el manual EF RT-12609L consiguiendo además un ancho (número total de engranes entre ejes) el menor posible para la adaptación de la caja de cambios didáctica.

Tabla 14. Engranajes con su número de dientes

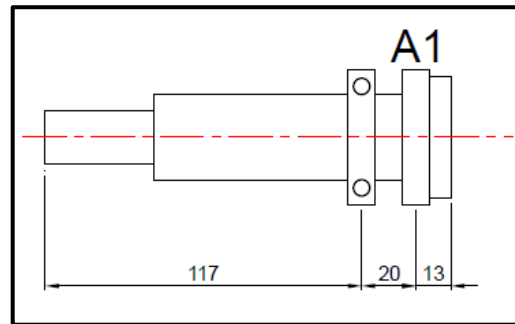
Designación	N° de dientes
A <sub>1</sub>	20
C <sub>1</sub>	24
C <sub>2</sub>	29
C <sub>3</sub>	34
C <sub>4</sub>	40
C <sub>5</sub>	37
C <sub>6</sub>	23
B <sub>1</sub>	44
B <sub>2</sub>	40
B <sub>3</sub>	35
B <sub>4</sub>	30
B <sub>5</sub>	24
B <sub>6</sub>	21
D <sub>1</sub>	41
D <sub>2</sub>	22
E <sub>1</sub>	42
L	$16 \leq L \leq 37$

Fuente. Autores

Como se puede observar en la tabla anterior el número de dientes del engrane loco varía entre 16 y 37, ya que cualquier valor de éstos, se ajusta a la geometría de la caja.

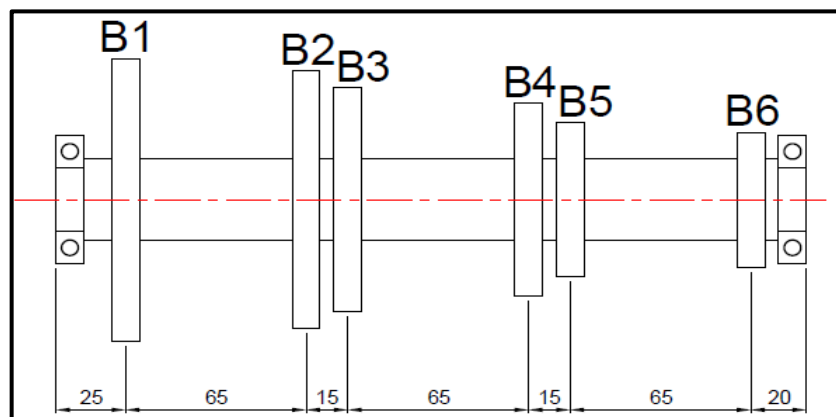
**4.1.8 Distribución de los engranes en los ejes.** Los engranajes se los distribuye de acuerdo la caja de referencia EF-12609L por lo que los diferentes engranes quedarían de la siguiente manera en los diferentes ejes.

Figura 49. Distribución de engranes en el eje primario A



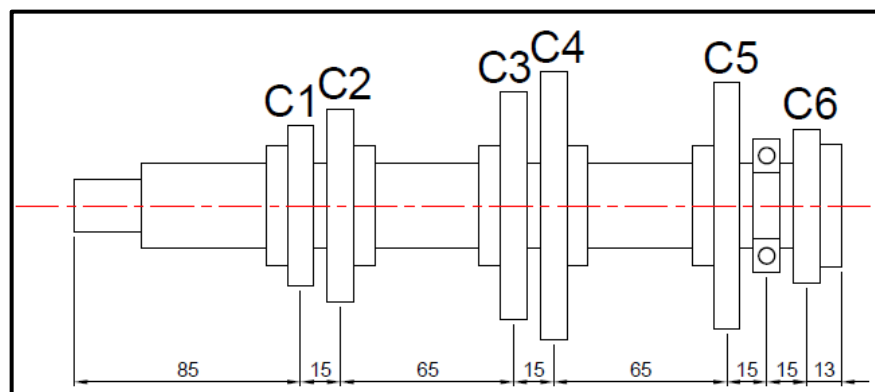
Fuente. Autores

Figura 50. Distribución de engranes el eje intermediario B



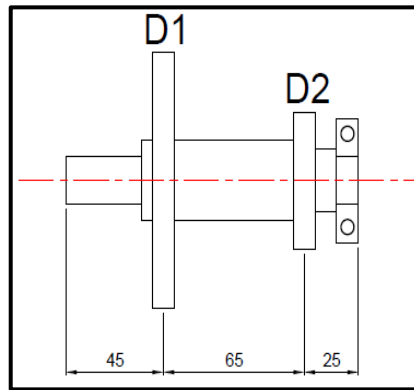
Fuente. Autores

Figura 51. Distribución de engranes en el eje secundario C



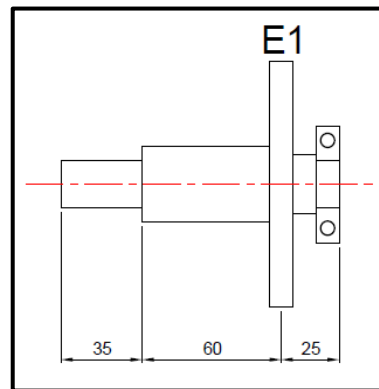
Fuente. Autores

Figura 52. Distribución de engranajes en el eje D



Fuente. Autores

Figura 53. Ubicación del engrane en el eje E



Fuente. Autores

## 4.2 Análisis cinemático de la caja de cambios didáctica

El análisis cinemático de una caja de cambios corresponde a reconocer las velocidad a la que está trabajando los diferentes componentes de la misma, labor que se facilita al haber obtenido el número de dientes de los engranajes a partir de las relaciones de transmisión.

$$R = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (22)$$

**4.2.1 Análisis cinemático de la marcha de reversa.** En esta marcha intervienen los siguientes engranes: A1, B1, B6, L, C5, C6, D1, D2, E1.



- *Etapas 1.*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapas 2.*

$$\frac{Z_{B6}}{L} = \frac{21}{21} = 1$$

$$W_L = W_B * \frac{Z_{B6}}{L} = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapas 3.*

$$\frac{L}{Z_{C5}} = \frac{21}{37} = 0,57$$

$$W_C = W_L * \frac{L}{Z_{C5}} = 129,54 \text{ rpm}$$

- *Etapas 4.*

$$\frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = \frac{22}{42} = 0,56$$

$$W_D = W_C * \frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = 72,54 \text{ rpm}$$

- *Etapas 5*

$$\frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = \frac{22}{42} = 0,52$$

$$W_E = W_D * \frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = 37,72 \text{ rpm}$$

#### 4.2.2 *Análisis cinemático de la marcha low.*

En esta marcha intervienen los siguientes engranes: A1, B1, B5, C4, C6, D1, D2, E1

- *Etapas 1.*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapas 2.*

$$\frac{Z_{B5}}{Z_{C4}} = \frac{30}{34} = 0,6$$

$$W_C = W_B * \frac{Z_{B5}}{Z_{C4}} = 136,36 \text{ rpm}$$

- *Etapas 3.*

$$\frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = \frac{23}{41} = 0,56$$

$$W_D = W_C * \frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = 76,36 \text{ rpm}$$

- *Etapas 4.*

$$\frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = \frac{22}{42} = 0,52$$

$$W_E = W_D * \frac{Z_{D2}}{Z_{E1}}$$

$$W_E = 39,71 \text{ rpm}$$

**4.2.3** *Análisis cinemático de la primera marcha.* En esta marcha intervienen los siguientes engranes: A1, B1, B4, C3, C6, D1, D2, E1.

- *Etapas 1*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapas 2*

$$\frac{Z_{B4}}{Z_{C3}} = \frac{30}{34} = 0,88$$

$$W_{C3} = W_B * \frac{Z_{B4}}{Z_{C3}}$$

$$W_{C3} = 200 \text{ rpm}$$

- *Etapla 3*

$$\frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = \frac{23}{41} = 0,56$$

$$W_D = W_C * \frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = 112 \text{ rpm}$$

- *Etapla 4*

$$\frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = \frac{22}{42} = 0,52$$

$$W_E = W_D * \frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = 58,24 \text{ rpm}$$

**4.2.4** *Análisis cinemático de la segunda marcha.* En esta marcha intervienen los siguientes engranes: A1, B1, B3, C2, C6, D1, D2, E1.

- *Etapla 1.*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}}$$

$$W_B = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapla 2.*

$$\frac{Z_{B3}}{Z_{C2}} = \frac{35}{29} = 1,2$$

$$W_C = W_B * \frac{Z_{B3}}{Z_{C2}}$$

$$W_C = 272,72 \text{ rpm}$$

- *Etapla 3.*

$$\frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = \frac{23}{41} = 0,56$$

$$W_D = W_C * \frac{Z_{C6}}{Z_{D1}}$$

$$W_D = 152,72 \text{ rpm}$$

- *Etapa 4.*

$$\frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = \frac{22}{42} = 0,52$$

$$W_E = W_D * \frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = 79,42 \text{ rpm}$$

**4.2.5** *Análisis cinemático de la tercera marcha.* En esta marcha intervienen los siguientes engranes: A1, B1, B2, C1, C6, D1, D2, E1.

- *Etapa 1.*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapa 2.*

$$\frac{Z_{B2}}{Z_{C1}} = \frac{40}{24} = 1,66$$

$$W_C = W_B * \frac{Z_{B2}}{Z_{C1}}$$

$$W_C = 377,27 \text{ rpm}$$

- *Etapa 3.*

$$\frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = \frac{23}{41} = 0,56$$

$$W_D = W_C * \frac{Z_{C6}}{Z_{D1}}$$

$$W_D = 211,27 \text{ rpm}$$

- *Etapa 4.*

$$\frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = \frac{22}{42} = 0,52$$

$$W_E = W_D * \frac{Z_{D2}}{Z_{E1}}$$

$$W_E = 109,86 \text{ rpm}$$

**4.2.6** *Análisis cinemático de la cuarta marcha.* En esta marcha intervienen los siguientes engranes: C6, D1, D2, E1.

$$W_A = W_C = 500 \text{ rpm}$$

- *Etapa 1.*

$$\frac{Z_{C6}}{Z_{D1}} = \frac{23}{41} = 0,56$$

$$W_D = W_C * \frac{Z_{C6}}{Z_{D1}}$$

$$W_D = 280,48 \text{ rpm}$$

- *Etapa 2.*

$$\frac{Z_{D2}}{Z_{E1}} = \frac{22}{42} = 0,52$$

$$W_E = W_D * \frac{Z_{D2}}{Z_{E1}}$$

$$W_E = 145,85 \text{ rpm}$$

**4.2.7** *Análisis cinemático de la quinta marcha.* En esta marcha intervienen los siguientes engranes: A1, B1, B4, C3.

- *Etapa 1.*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}}$$

$$W_B = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapa 2.*

$$\frac{Z_{B4}}{Z_{C3}} = \frac{30}{34} = 0,88$$

$$W_C = W_B * \frac{Z_{B4}}{Z_{C3}}$$

$$W_C = 200 \text{ rpm}$$

**4.2.8**    *Análisis cinemático de la sexta marcha.* Engranés: A1, B1, B3, C2.

- *Etapa 1.*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}}$$

$$W_B = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapa 2.*

$$\frac{Z_{B3}}{Z_{C2}} = \frac{35}{29} = 1,2$$

$$W_C = W_B * \frac{Z_{B3}}{Z_{C2}}$$

$$W_C = 272,72 \text{ rpm}$$

**4.2.9**    *Análisis cinemático de la séptima marcha.* En esta marcha intervienen los siguientes engranes: A1, B1, B2, C1.

- *Etapa 1.*

$$\frac{Z_{A1}}{Z_{B1}} = \frac{20}{44} = 0,45$$

$$W_B = W_A * \frac{Z_{A1}}{Z_{B1}}$$

$$W_B = 227,27 \text{ rpm}$$

- *Etapa 2.*

$$\frac{Z_{B2}}{Z_{C1}} = \frac{35}{29} = 1,2$$

$$W_C = W_B * \frac{Z_{B2}}{Z_{C1}}$$

$$W_C = 377,27 \text{ rpm}$$

Con el análisis cinemático se tiene una mejor idea del comportamiento de los diferentes elementos que compondrán la caja de cambios.

#### 4.2.10 Resumen de análisis cinemático.

Tabla 15. Velocidades de cada eje en cada marcha

Componente	Designación	Velocidad angular (rpm)
<b>Marcha de reversa</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco inversor	L	227,27
Engrane loco para retro	C5	129,54
Eje intermediario	D	72,54
Eje de salida	E	37,72
<b>Marcha Low</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco para Low	C4	136,6
Eje intermediario	D	76,36
Eje de salida	E	39,71
<b>Primera marcha</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco de primera	C3	200
Eje intermediario	D	112
Eje de salida	E	58,24
<b>Segunda marcha</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco de segunda	C2	272,72
Eje intermediario	D	152,72
Eje de salida	E	79,42
<b>Tercera marchas</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco de tercera	C1	377,27
Eje intermediario	D	211,27
Eje de salida	E	109,86
<b>Cuarta marcha</b>		
Eje secundario	C	227,27
Eje intermediario	D	280,48
Eje de salida	E	145,85

Tabla 14. (Continuación)

<b>Quinta marcha</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco para quinta	C3	200
Eje de salida	E	200
<b>Sexta marcha</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco para quinta	C2	272,72
Eje de salida	E	272,72
<b>Séptima marcha</b>		
Eje intermediario	B	227,27
Engrane loco para quinta	C1	377,27
Eje de salida	E	377,27
<b>Octava marcha</b>		
Eje salida	E	500

Fuente. Autores

#### 4.3 Cálculo de cargas

Ya se explicó que en un tren de engranajes o en una caja de cambios la potencia permanece constante a lo largo de la transmisión, teniendo pérdidas del 2% por rozamiento entre componentes, pero por motivos de cálculos se considera la potencia ideal, es decir la potencia que entra es igual a la potencia que sale.

El torque que se transmite genera una carga vertical la que afecta no solo al engrane sino también al eje que lo soporta, siendo de fundamental importancia el cálculo de la carga en cada engrane. Para este propósito se utilizará la ecuación que relaciona los siguientes parámetros, a partir de la relación de potencia.

$$W = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2} \quad (23)$$

$$Q_t = \frac{60\,000\,H}{\pi \cdot \omega_i \cdot N \cdot m} \quad (24)$$

$$q_r = Q_t \tan(20^\circ) \quad (25)$$



Dónde:

$W$ : Carga total.

$Q_t$ : Carga tangencial.

$q_r$ : Carga radial.

$H$ : Potencia transmitida

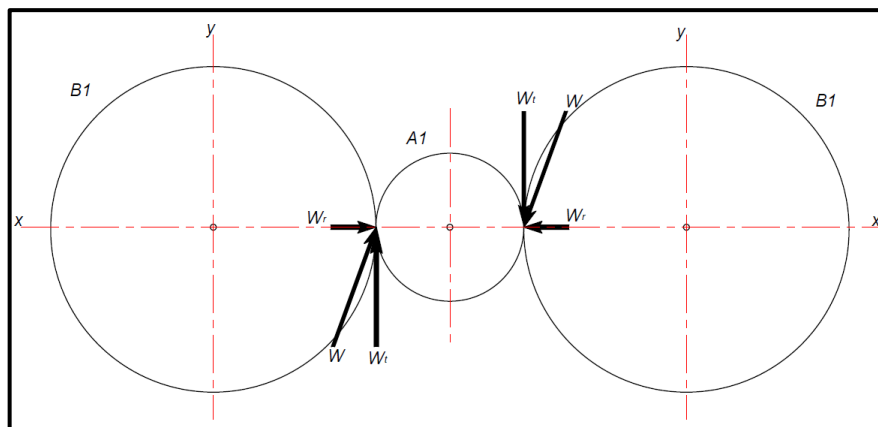
$\omega_i$ : Velocidad angular del engrane

$N$ : Número de dientes del engrane

$m$ : Módulo del engrane

La carga o fuerza tangencial es la componente útil porque la componente radial no tiene un fin, ya que no transmite potencia. Utilizando las velocidades angulares de cada componente y los diámetros de los engranes se puede calcular las cargas de cada una de las marchas.

Figura 54. Representación de cargas producidas



Fuente. Autores

Como el uso de contraeje en una caja de cambios es para reducir los esfuerzos que se ocasionan al momento de transmisión, por esta razón la potencia de entrada se divide para dos, dividiéndose de igual manera la carga que se genera en los engranajes hacia los ejes.

En la siguiente subsección se calculara solo las marchas que más carga generan, esto lo sabemos de antemano con las relaciones de transmisión donde retro y low son las que más esfuerzo producirán en los engranes y ejes.

Para el cálculo de las cargas tangenciales se usará la ecuación 24, una vez que se obtiene este valor se puede calcular las cargas radial y tangencial con las ecuaciones 23 y 25 respectivamente.

#### 4.3.1 Cargas producidas en marcha de reversa.

- Carga en la primera etapa.

$$Q_{e1} = \frac{60\,000\,H}{\pi \cdot W_A \cdot d_{A1}}$$

$$Q_{e1} = \frac{60\,000\,(0,7456)}{(3,1416) \cdot (500) \cdot (50)}$$

$$Q_{e1} = 569,6\,N$$

$$\therefore Q_{B1} = 284,8\,N$$

$$q_{e1} = Q_t \tan(20^\circ)$$

$$q_{e1} = (284,8) \tan(20^\circ)$$

$$q_{e1} = 103,68\,N$$

$$W_{e1} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e1} = \sqrt{(284,8)^2 + (103,68)^2}$$

$$W_{e1} = 303,09\,N$$

- Carga en la segunda etapa.

$$Q_{e2} = \frac{60\,000\,H}{\pi \cdot W_{B6} \cdot d_{B6}}$$

$$Q_{e2} = \frac{60\,000\,(0,3728)}{(3,1416) \cdot (227,27) \cdot (52,5)}$$

$$Q_{e2} = 596,80\,N$$

$$q_{e2} = Q_t \tan(20^\circ)$$

$$q_{e2} = (596,80) \tan(20^\circ)$$

$$q_{e2} = 217,22 \text{ N}$$

$$W_{e2} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e2} = \sqrt{(596,80)^2 + (217,22)^2}$$

$$W_{e2} = 635,10 \text{ N}$$

- *Carga en la tercera etapa.*

$$Q_{e3} = \frac{60\,000 \text{ H}}{\pi \cdot W_L \cdot d_L}$$

$$Q_{e3} = \frac{60\,000 (0,3728)}{(3,1416) \cdot (227,27) \cdot (52,5)}$$

$$Q_{e3} = 596,80 \text{ N}$$

$$\therefore Q_{C5} = 1193,61 \text{ N}$$

$$W_{e3} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e3} = \sqrt{(1193,61)^2 + (434,44)^2}$$

$$W_{e3} = 1194,44 \text{ N}$$

- *Carga en la etapa cuatro.*

$$Q_{e4} = \frac{60\,000 \text{ H}}{\pi \cdot W_{C6} \cdot d_{C6}}$$

$$Q_{e4} = \frac{60\,000 (0,7456)}{(3,1416) \cdot (129,54) \cdot (57,5)}$$

$$Q_{e4} = 1911,77 \text{ N}$$

$$\therefore Q_{D1} = 956 \text{ N}$$

$$W_{e4} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e4} = \sqrt{(956)^2 + (347,96)^2}$$

$$W_{e4} = 1017,35 \text{ N}$$

- *Carga en la etapa cinco (carga final).*

$$Q_{e5} = \frac{60\,000 \text{ H}}{\pi \cdot W_D \cdot d_{D2}}$$

$$Q_{e5} = \frac{60\,000 (0,3728)}{(3,1416) \cdot (72,54) \cdot (55)}$$

$$Q_{e5} = 1784,58 \text{ N}$$

$$\therefore Q_{E1} = 3569,16 \text{ N}$$

$$q_{e5} = Q_t \tan(20^\circ)$$

$$q_{e5} = (3569,16) \tan(20^\circ)$$

$$q_{e5} = 1299,07 \text{ N}$$

$$W_{e5} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e5} = \sqrt{(3569,16)^2 + (1299,07)^2}$$

$$W_{e5} = 3798,22 \text{ N}$$

#### 4.3.2 Cargas producidas en marcha low.

- *Carga en la primera etapa.*

$$Q_{e1} = \frac{60\,000 \text{ H}}{\pi \cdot W_A \cdot d_{A1}}$$

$$Q_{e1} = \frac{60\,000 (0,7456)}{(3,1416) \cdot (500) \cdot (50)}$$

$$Q_{e1} = 569,6 \text{ N}$$

$$q_{e1} = Q_t \tan(20^\circ)$$

$$q_{e1} = (284,8) \tan(20^\circ)$$

$$q_{e1} = 103,66 \text{ N}$$

$$W_{e1} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e1} = \sqrt{(284,8)^2 + (103,66)^2}$$

$$W_{e1} = 303,08 \text{ N}$$

- *Carga en la segunda etapa.*

$$Q_{e2} = \frac{60\,000 \text{ H}}{\pi \cdot W_B \cdot d_{B5}}$$

$$Q_{e2} = \frac{60\,000 (0,3728)}{(3,1416) \cdot (227,27) \cdot (60)}$$

$$Q_{e2} = 522,14 \text{ N}$$

$$\therefore Q_{C4} = 1044,27 \text{ N}$$

$$q_{e2} = Q_t \tan(20^\circ)$$

$$q_{e2} = 380,08 \text{ N}$$

$$W_{e2} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e2} = \sqrt{(1044,27)^2 + (380,08)^2}$$

$$W_{e2} = 1111,29 \text{ N}$$

- *Carga en la tercera etapa.*

$$Q_{e3} = \frac{60\,000 \text{ H}}{\pi \cdot W_{C6} \cdot d_{C6}}$$

$$Q_{e3} = \frac{60\,000 (0,7456)}{(3,1416) \cdot (136,36) \cdot (57,5)}$$

$$Q_{e3} = 1816,14 \text{ N}$$

$$\therefore Q_{D1} = 908,07 \text{ N}$$

$$q_{e3} = Q_t \tan(20^\circ)$$

$$q_{e3} = (908,07) \tan(20^\circ)$$

$$q_{e3} = 330,51 \text{ N}$$

$$W_{e3} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e3} = \sqrt{(908,07)^2 + (330,51)^2}$$

$$W_{e3} = 966,34 \text{ N}$$

- *Carga en la cuarta etapa (carga final).*

$$Q_{e4} = \frac{60\,000 H}{\pi \cdot W_D \cdot d_{D2}}$$

$$Q_{e4} = \frac{60\,000 (0,3728)}{(3,1416) \cdot (76,36) \cdot (55)}$$

$$Q_{e4} = 1695,30 \text{ N}$$

$$\therefore Q_{E1} = 3390,61 \text{ N}$$

$$q_{e4} = Q_t \tan(20^\circ)$$

$$q_{e4} = (3390,61) \tan(20^\circ)$$

$$q_{e4} = 1234,08 \text{ N}$$

$$W_{e4} = \sqrt{(Q_t)^2 + (q_r)^2}$$

$$W_{e4} = \sqrt{(3390,61)^2 + (1234,08)^2}$$

$$W_{e4} = 3608,21 \text{ N}$$

### 4.3.3 Resumen de cargas producidas en los engranes.

#### 4.3.3.1 Cargas tangenciales ( $Q_t$ )

Tabla 16. Cargas tangenciales que soportan los ejes por marcha

Marcha	Eje	Etapas 1	Etapas 2	Etapas 3	Etapas 4	Etapas 5
Reversa	A	569,60	----	----	----	----
	B	284,80	----	----	----	596,80
	L	----	----	----	----	596,80
	C	----	1193,61	1911,77	----	----
	D	----	----	956,00	1784,58	----
	E	----	----	----	3569,16	----
Low	A	569,60	----	----	----	----
	B	284,80	522,14	----	----	----
	C	----	1044,27	1816,14	----	----
	D	----	----	908,07	1695,30	----
	E	----	----	----	3390,61	----
Primera	A	569,60	----	----	----	----
	B	284,80	417,61	----	----	----
	C	----	835,42	1238,25	----	----
	D	----	----	619,13	1155,83	----
	E	----	----	----	2311,67	----
	B	284,80	358,04	----	----	----
	C	----	716,07	908,07	----	----
	D	----	----	454,04	847,65	----
	E	----	----	----	1695,30	----
Tercera	A	569,60	----	----	----	----
	B	284,80	313,28	----	----	----
	C	----	626,56	656,43	----	----
	D	----	----	328,22	612,74	----
	E	----	----	----	1125,48	----
Cuarta	C	----	----	495,30	----	----
	D	----	----	247,65	461,54	----
	E	----	----	----	923,08	----
Quinta	C	569,60	----	----	----	----
	D	284,80	417,70	----	----	----
	E	----	835,42	----	----	----
Sexta	C	569,60	----	----	----	----
	D	284,80	358,04	----	----	----
	E	----	716,08	----	----	----
Séptima	C	569,60	----	----	----	----
	D	284,80	313,28	----	----	----
	E	----	626,56	----	----	----
Octava	E	----	----	----	271,23	----

Fuente. Autores

#### 4.3.3.2 Cargas radiales (*qr*).

Tabla 17. Cargas radiales que soportan los ejes por marcha

Marcha	Eje	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3	Etapa 4	Etapa 5
Reversa	A	207,32	----	----	----	----
	B	103,66	----	----	----	217,22
	L	----	----	----	----	217,22
	C	----	----	695,83	----	----
	D	----	----	347,96	649,54	----
	E	----	----	----	1299,07	----
Low	A	207,32	----	----	----	----
	B	103,66	190,04	----	----	----
	C	----	380,08	661,02	----	----
	D	----	----	330,51	617,04	----
	E	----	----	----	1234,08	----
Primera	A	207,32	----	----	----	----
	B	103,66	152,00	----	----	----
	C	----	304,07	450,69	----	----
	D	----	----	225,35	420,69	----
	E	----	----	----	841,38	----
Segunda	A	207,32	----	----	----	----
	B	103,66	130,32	----	----	----
	C	----	260,63	330,51	----	----
	D	----	----	165,26	308,52	----
	E	----	----	----	617,04	----
Tercera	A	207,32	----	----	----	----
	B	103,66	114,02	----	----	----
	C	----	228,05	238,92	----	----
	D	----	----	119,46	223,02	----
	E	----	----	----	409,64	----
Cuarta	C	----	----	180,27	----	----
	D	----	----	90,14	167,99	----
	E	----	----	----	335,97	----
Quinta	C	207,32	----	----	----	----
	D	103,66	152,03	----	----	----
	E	----	304,07	----	----	----
Sexta	C	207,32	----	----	----	----
	D	103,66	----	----	----	----
	E	----	260,60	----	----	----
Séptima	C	207,32	----	----	----	----
	D	103,66	114,02	----	----	----
	E	----	228,05	----	----	----
Octava	E	----	----	----	98,72	----

Fuente. Autores



#### 4.3.3.3 Carga total (W).

Tabla 18. Cargas totales que soportan los ejes por marcha

Marcha	Eje	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3	Etapa 4	Etapa 5
Reversa	A	606,16	----	----	----	----
	B	303,08	----	----	----	635,10
	L	----	----	----	----	635,10
	C	----	----	2034,46	----	----
	D	----	----	1017,36	1899,11	----
	E	----	----	----	3798,22	----
Low	A	606,16	----	----	----	----
	B	303,08	555,65	----	----	----
	C	----	1111,29	1932,70	----	----
	D	----	----	966,35	1804,10	----
	E	----	----	----	3608,21	----
Primera	A	606,16	----	----	----	----
	B	303,08	444,41	----	----	----
	C	----	889,04	1317,72	----	----
	D	----	----	658,87	1230,01	----
	E	----	----	----	2460,03	----
Segunda	A	606,16	----	----	----	----
	B	303,08	----	----	----	----
	C	----	----	966,35	----	----
	D	----	----	483,18	902,05	----
	E	----	----	----	1804,10	----
Tercera	A	606,16	----	----	----	----
	B	303,08	333,38	----	----	----
	C	----	666,77	698,56	----	----
	D	----	----	349,28	652,06	----
	E	----	----	----	1197,71	----
Cuarta	C	----	----	527,09	----	----
	D	----	----	263,54	491,16	----
	E	----	----	----	982,32	----
Quinta	C	606,16	----	----	----	----
	D	303,08	444,51	----	----	----
	E	----	889,04	----	----	----
Sexta	C	606,16	----	----	----	----
	D	303,08	----	----	----	----
	E	----	----	----	----	----
Séptima	C	606,16	----	----	----	----
	D	303,08	333,38	----	----	----
	E	----	666,77	----	----	----
Octava	E	----	----	----	703,89	----

Fuente. Autores

#### 4.4 Análisis de esfuerzos

**4.4.1 Esfuerzos en los engranajes.** Se ha tomado como base las normas AGMA destacando la norma AGMA 2001-D04 cuyas fórmulas son aceptadas para el análisis por resistencia al esfuerzo flexionante. Para el análisis de esfuerzo flector de los engranajes se considera a un diente de engrane como una viga en voladizo con la fórmula de tensión de flexión de Lewis en donde se relacionan los siguiente datos.

$$\sigma_t = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot Y} \quad (26)$$

$\sigma_t$ : Tensión de flexión en el diente

$W_t$ : Carga tangencial

$P_d$ : Paso diametral

$F$ : Ancho de cara

$Y$ : Forma de diente de Lewis

También se tiene la fórmula modificada de esfuerzo, en donde consta los valores de corrección. Para nuestro caso se tienen todos los valores excepto la constante de la forma de diente de Lewis, el cual se extrae de tabla, además se toma los valores geométricos y carga del engrane D2 ya que este es el que soporta mayor carga tangencial durante la marcha de retro al transmitirlo hacia el eje final.

$$W_{e5retro} = 3569,16 \text{ N}$$

$$F = 10 \text{ mm}$$

$$Y = 0,559$$

$$P_d = 1/m$$

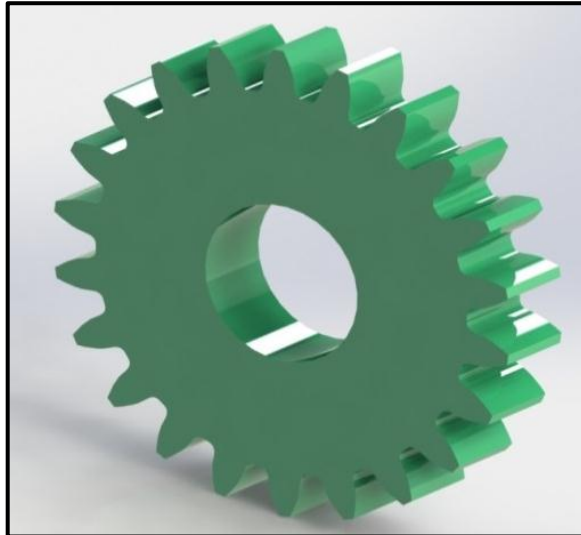
$$\sigma_t = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot Y}$$

$$\sigma_t = \frac{(3569,16) \cdot \left(\frac{0,0254}{2,5}\right)}{(0,01) \cdot (0,559)}$$

$$\sigma_t = 6487,06 \text{ N/m}^2$$

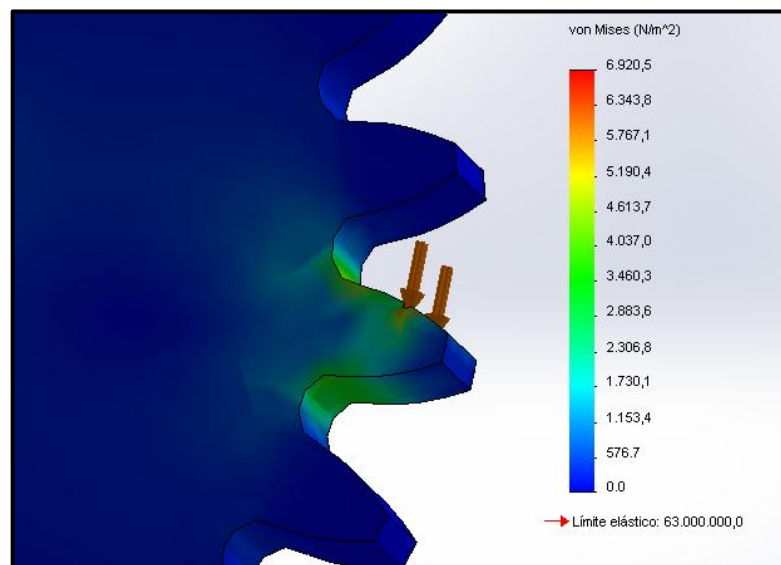
**4.4.2** *Análisis de engranes asistido por computadora.* Para iniciar el análisis aplicando CAE y MEF se modeló el piñón por medio del software de diseño *SolidWorks* teniendo una idea más clara del comportamiento del engrane.

Figura 55. Modelación CAE del engrane



Fuente. Autores

Figura 56. Simulación con MEF del engrane



Fuente. Autores

Por medio del cálculo y análisis de resultados se puede decir que la presión mínima que tiene que resistir el engrane es de  $6920,5 \text{ N/m}^2$  por lo que el material que posteriormente se seleccione debe tener una resistencia a la flexión mayor a la que hemos calculado.

**4.4.3** *Análisis estático en los ejes asistido por computadora.* Con ayuda del software podremos analizar el momento flector, esfuerzo cortante, teoría de esfuerzos Von Mises y el análisis del factor de seguridad, para cada uno de los ejes y así determinar el material ideal para su fabricación.

Para el análisis de estos esfuerzos se consideró como que todas las cargas están actuando sobre el eje para así tener una mejor aproximación al material adecuado para su fabricación.

**4.4.3.1** *Esfuerzo cortante y momento flector.* El análisis del momento flector y del esfuerzo cortante se lo realizó considerando como vigas rígidas a cada eje para que así se pueda determinar sus valores máximos, cuando el momento flector es igual a cero el esfuerzo cortante es máximo.

La ubicación de las fuerzas que actúan sobre los ejes se establecen de acuerdo a distribución de los engranes en, ya establecidos anteriormente, las cargas horizontales que se producen no se los ha considerado en este análisis debido a que su magnitud no es significativa con respecto a las cargas verticales.

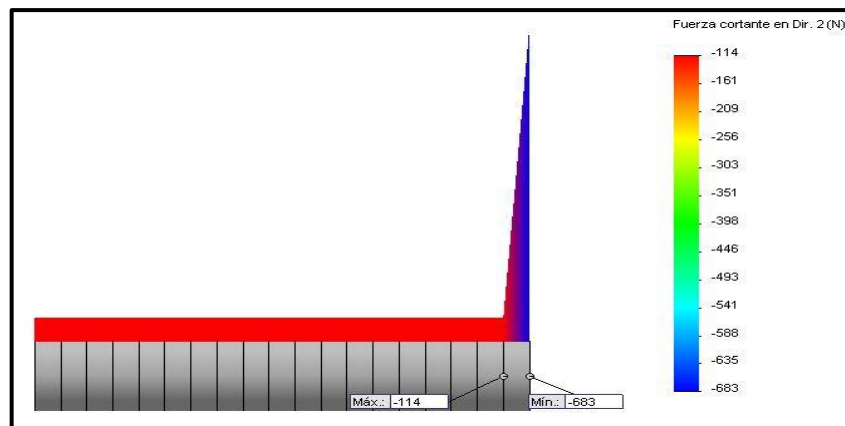
**4.4.3.2** *Tensión máxima de von mises.* La tensión de Von Mises y el criterio de fallo elástico asociado debe su nombre a Richard Edler Von Mises (1913) propuso que un material dúctil sufría fallo elástico cuando la energía de distorsión elástica rebasaba cierto valor. Sin embargo, el criterio fue claramente formulado con anterioridad por Maxwell en 1865 más tarde también Huber (1904), en un artículo en polaco anticipó hasta cierto punto la teoría de fallo de Von Mises. (MOTT, 2010 pág. 230)

Por todo esto a veces se llama a la teoría de fallo elástico basada en la tensión de Von Mises como teoría de Maxwell-Huber-Hencky-Von Mises y también teoría de fallo J2.

*SolidWorks* utiliza el mismo principio para determinar si los materiales resisten, utilizando el límite elástico de los diferentes materiales. Por este motivo se realiza este análisis para cada uno de los ejes, ya que éstos son los que soportan las cargas tangenciales y axiales.

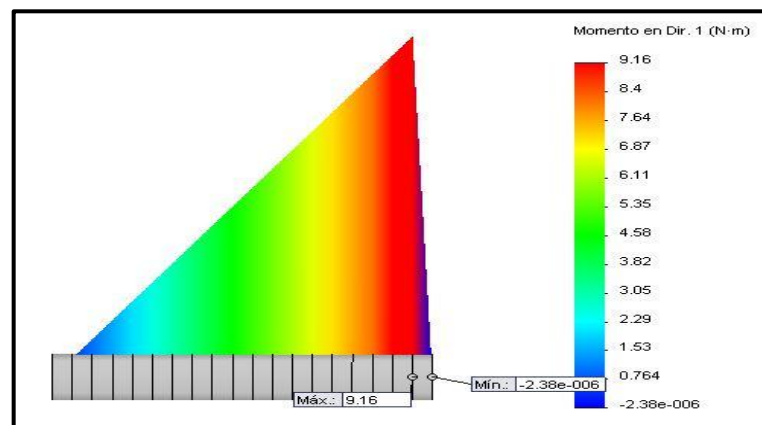
- *Eje intermediario (B).*

Figura 57. Fuerza cortante eje motriz (A)



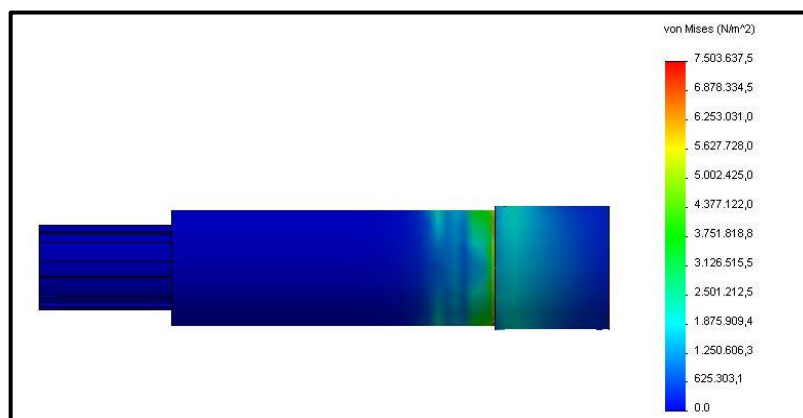
Fuente. Autores

Figura 58. Momento flector del eje motriz (A)



Fuente. Autores

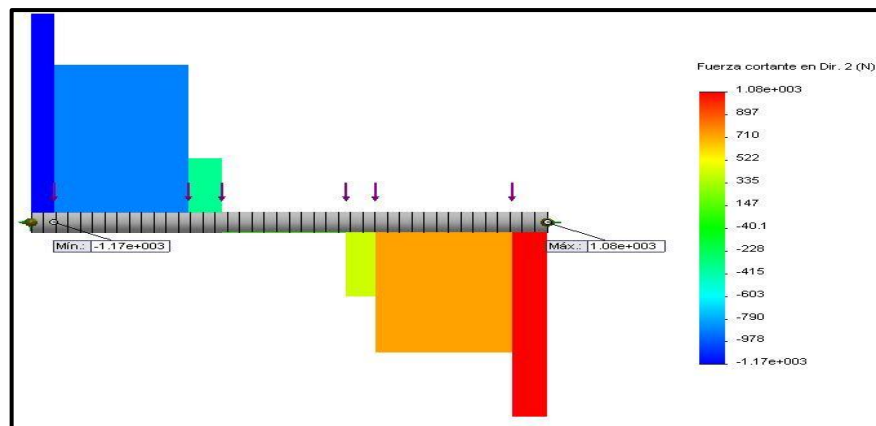
Figura 59. Análisis MEF del eje primario (A)



Fuente. Autores

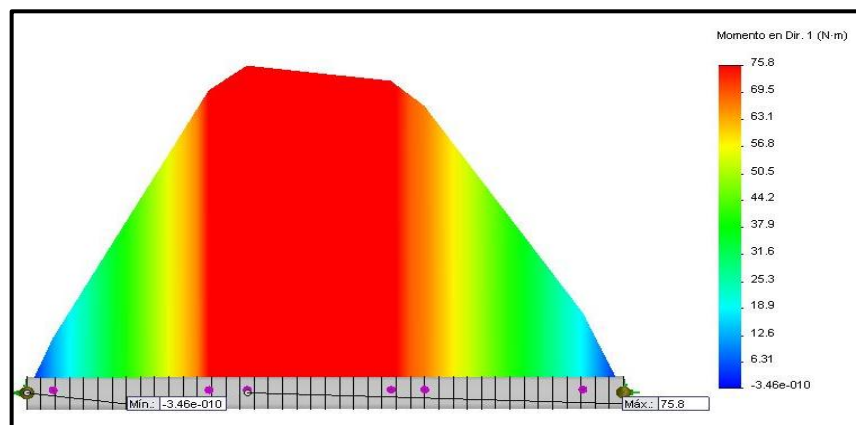
- *Eje intermediario (B).*

Figura 60. Fuerza cortante eje intermediario (B)



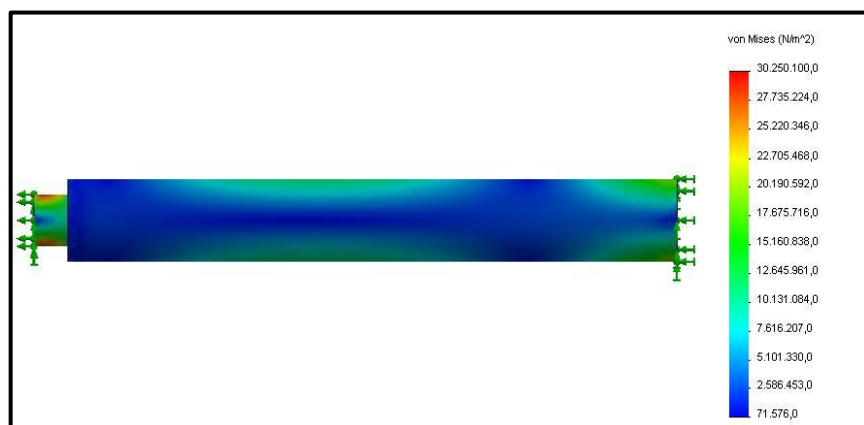
Fuente. Autores

Figura 61. Momento flector eje intermediario (B)



Fuente. Autores

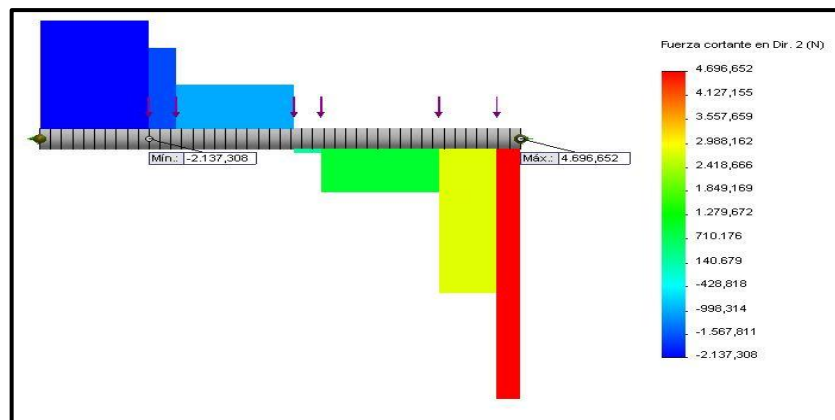
Figura 62. Análisis MEF eje secundario (B)



Fuente. Autores

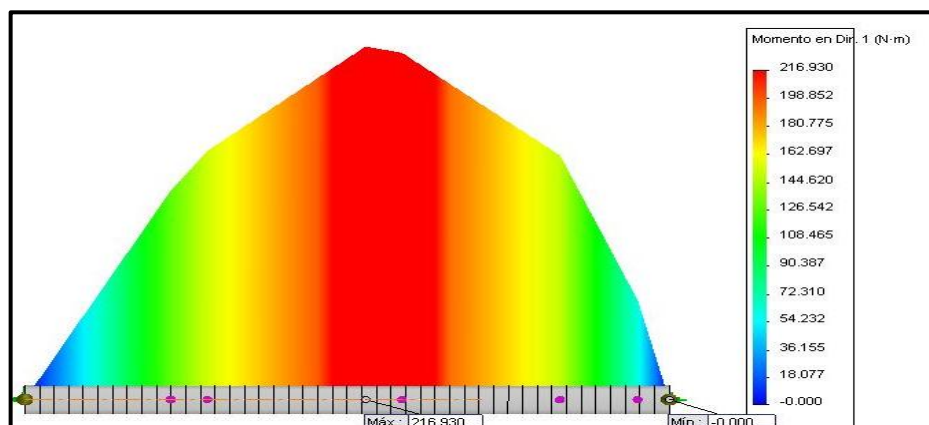
- *Eje secundario (C).*

Figura 63. Fuerza cortante eje secundario (C)



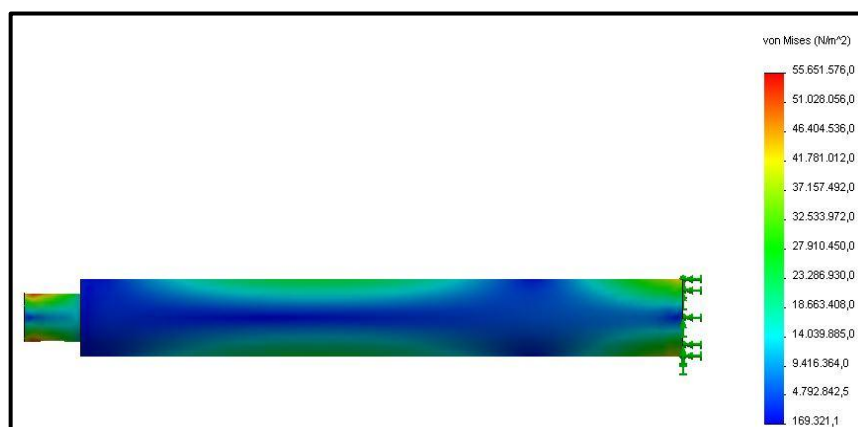
Fuente. Autores

Figura 64. Momento flector eje secundario (C)



Fuente. Autores

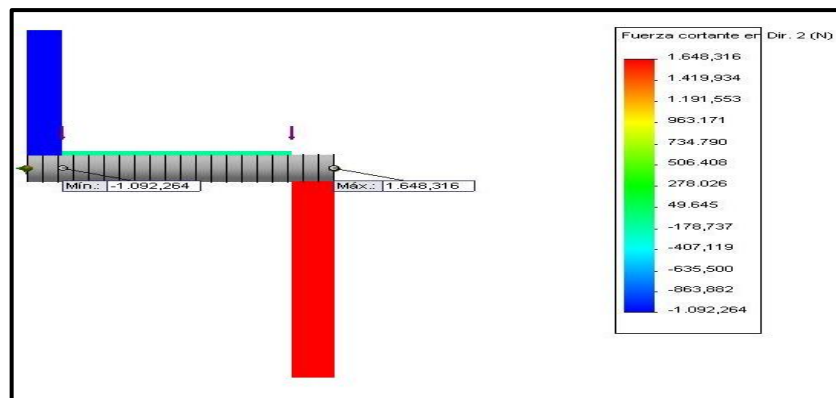
Figura 65. Análisis MEF del eje secundario (C)



Fuente. Autores

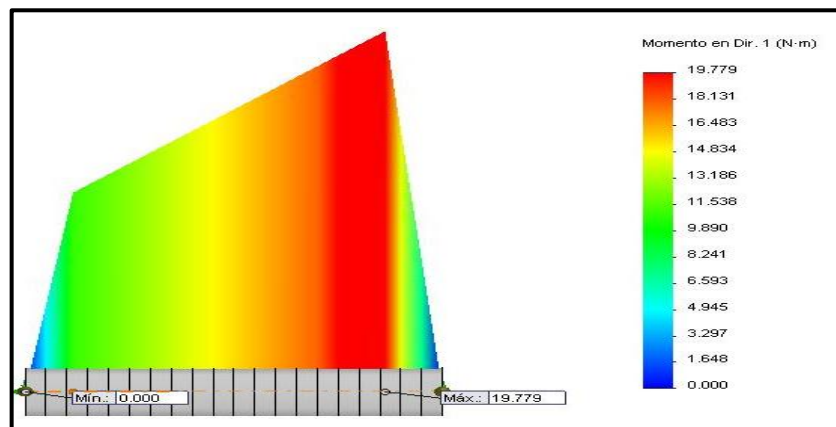
- *Eje intermediario (D)*

Figura 66. Fuerza cortante del eje intermediario (D)



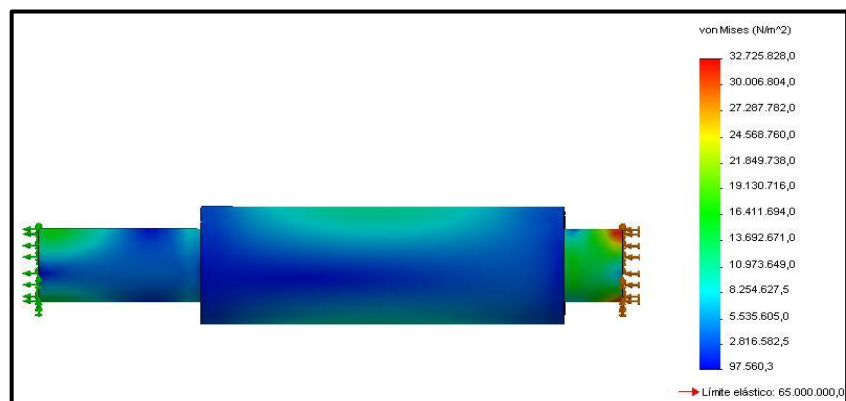
Fuente. Autores

Figura 67. Momento flector del eje intermediario (D)



Fuente. Autores

Figura 68. Análisis MEF del eje intermediario (D)

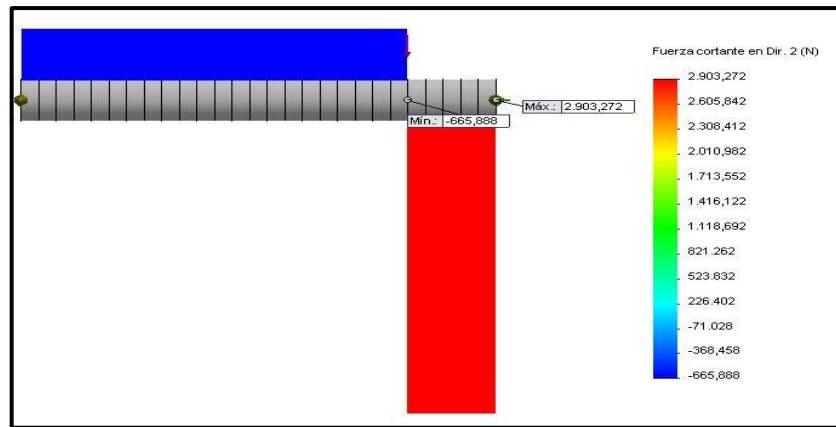


Fuente. Autores



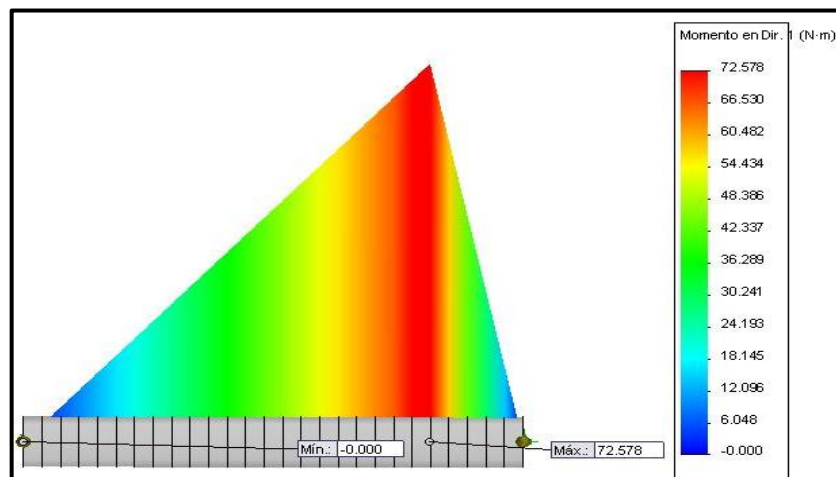
- *Eje de salida (E)*

Figura 69. Fuerza cortante del eje de salida (E)



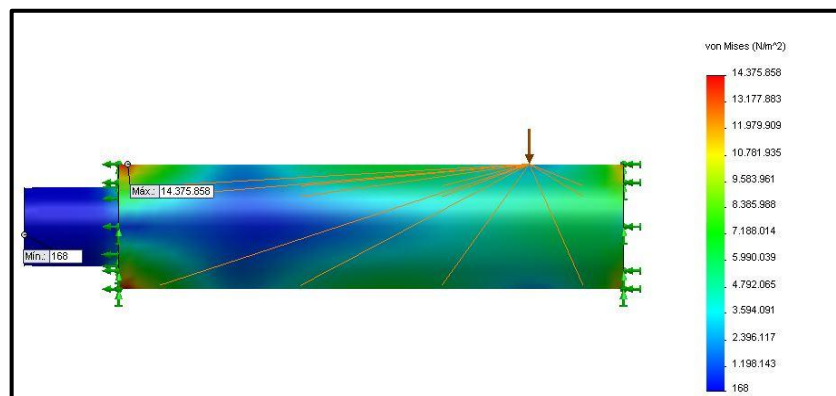
Fuente. Autores

Figura 70. Momento flector del eje de salida (E)



Fuente. Autores

Figura 71. Analisis MEF del eje de salida (E)



Fuente. Autores

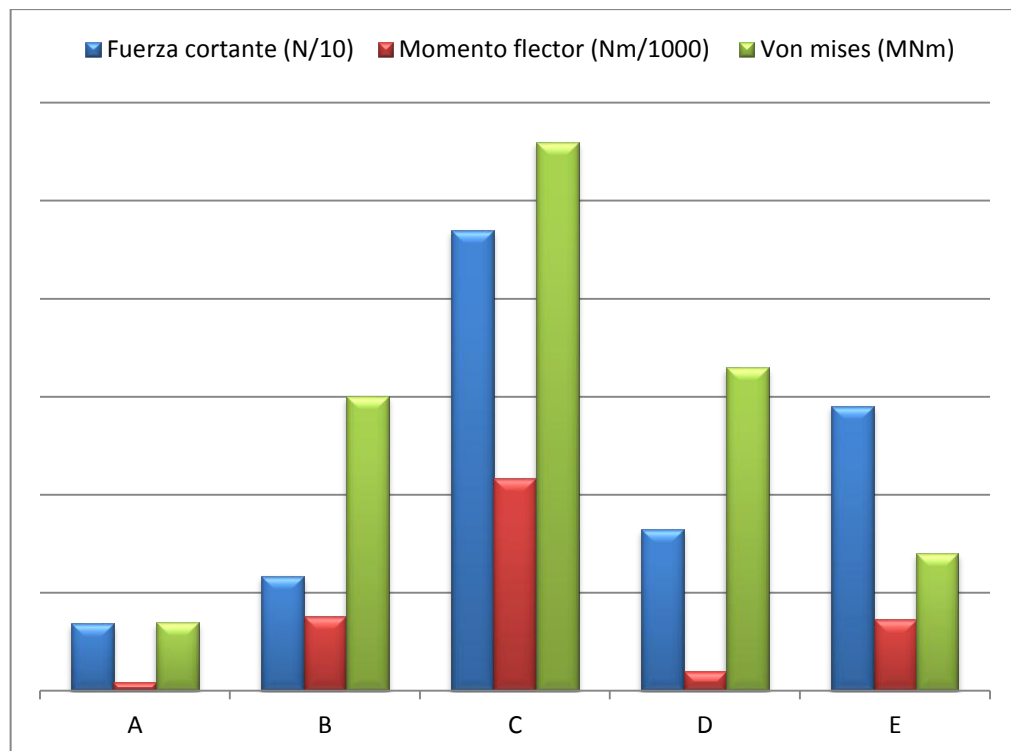
#### 4.4.3.3 Resumen de análisis con valores máximos.

Tabla 19. Valores máximos de fuerza cortante, momento flector y Von Mises

Eje	Fuerza cortante (N)	Momento flector (Nm)	Von mises (Nm)
A	683,00	9,16	7 503 637,50
B	1170,00	75,80	30 250 100,00
C	4696,65	216,93	55 651 576,00
D	3333	19,78	32 725 828,00
E	2903,27	72,58	14 375 858,00

Fuente. Autores

Figura 72. Valores máximos de fuerza. cortante, momento flector y Von Mises

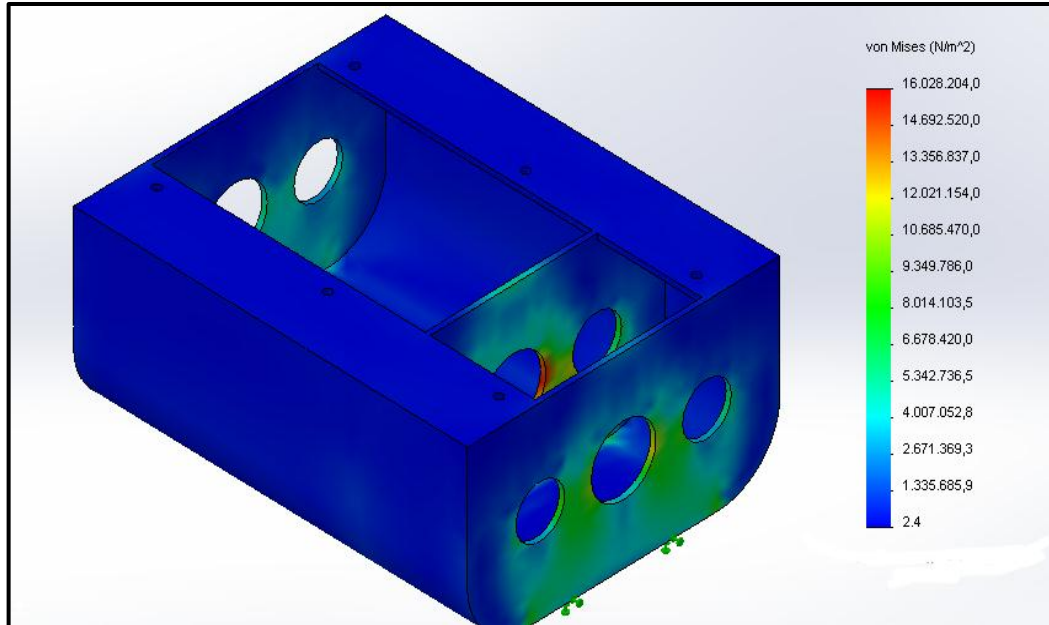


Fuente. Autores

El gráfico representativo valida de acuerdo a los valores máximos del resumen de fuerzas y esfuerzos, que el eje que está sometido a mayor trabajo y esfuerzo es el eje C, debido a que este eje al momento del ingreso de marchas recibe las cargas de los dos contraejes, por lo que éste será el principal considerado al momento de selección del material.

**4.4.4** *Análisis de cargas en carcasa.* De la misma manera se analizó mediante MEF las cargas y esfuerzos que la carcasa va a soportar teniendo de la siguiente manera.

Figura 73. Análisis MEF de la carcasa



Fuente. Autores

En conjunto con el análisis se puede apreciar que la tensión máxima es aproximadamente de 16 MPa por lo que el material del que se construya debe superar satisfactoriamente este valor.

## 4.5 Selección de material

**4.5.1** *Engranés de plástico.* Los plásticos satisfacen una parte importante y creciente de las aplicaciones de los engranes. Algunas de las numerosas ventajas de los plásticos en los sistemas engranados, en comparación con los aceros y otros metales son:

- Menor peso.
- Menor inercia.
- Posibilidad de trabajar con poca o ninguna lubricación externa.
- Funcionamiento más silencioso.
- Poca fricción de deslizamiento, que da como resultado un engranado eficiente.

- Resistencia química y capacidad de funcionar en ambientes corrosivos.
- Capacidad de funcionar bien en condiciones de vibración.
- Costo relativamente bajo cuando se fabrican en grandes cantidades.
- Capacidad de combinar varias funciones en una parte.
- Adaptación a mayores tolerancias, por su resiliencia.
- Propiedades del material que se pueden modificar para satisfacer las necesidades.
- Menor desgaste en plásticos, en comparación con los metales, en ciertas aplicaciones.

Estas ventajas se deben contrapesar con desventajas como:

- Resistencia relativamente menor de los plásticos en comparación con los metales.
- Mayores coeficientes de dilatación térmica.
- Dificultad de funcionar a altas temperaturas.
- Alto costo inicial del diseño, desarrollo y fabricación del molde.
- Cambio dimensional por absorción de humedad, que varía con las condiciones.
- Amplia gama de formulaciones posibles del material, lo cual dificulta el diseño.

La gran variedad de plásticos disponibles dificulta la selección del material, y se recomienda que los diseñadores de sistemas engranados consulten a los proveedores de los materiales, a los diseñadores de moldes y al personal de manufactura, durante el proceso de diseño. Si bien la simulación ayuda a llegar a un diseño adecuado, se recomienda hacer pruebas en condiciones realistas, antes de empezar la producción.

Algunos de los materiales que se usan con más frecuencia en los engranes son: nylon, resina acetal, ABS (acrilonitrilo-butadieno-estireno), policarbonato, poliuretano, poliéster termoplástico, poliamida, fenólicos.

Los diseñadores deben buscar un balance de las características del material, adecuadas para la aplicación; si considera por ejemplo:

- Resistencia a la flexión bajo las condiciones de fatiga.
- Alto módulo de elasticidad para tener rigidez.

- Resistencia y tenacidad al impacto.
- Resistencia al desgaste y la abrasión.
- Estabilidad dimensional bajo las temperaturas esperadas.
- Estabilidad dimensional por absorción de humedad de líquidos.
- Funcionamiento con fricción y sin necesidad de lubricación.
- Funcionamiento en ambientes con vibración.
- Resistencia química y compatibilidad con el ambiente de funcionamiento.
- Sensibilidad a la radiación ultravioleta.
- Resistencia al arrastramiento (deformación gradual), si trabaja bajo cargas durante largos tiempos.
- Capacidad de retardo de llama.

El esfuerzo flexionante admisible aproximado en engranes de plástico se dan a conocer en la siguiente gráfica.

Figura 74. Esfuerzos admisibles de flexión de materiales plásticos

Material	Esfuerzo aproximado admisible de flexión, ksi (MPa)	
	Sin carga	Carga de vidrio
ABS	3000 (21)	6000 (41)
Acetal	5000 (34)	7000 (48)
Nylon	6000 (41)	12 000 (83)
Policarbonato	6000 (41)	9000 (62)
Poliéster	3500 (24)	8000 (55)
Poliuretano	2500 (17)	

*Fuente: Plastics Gearing. Manchester, CT: ABA/PGT Publishing, 1994.*

Fuente. MOTT Robert. Diseño de elementos de Máquinas. p.

**4.5.2 Material para engranes y ejes.** Por medio de los cálculos y análisis de los resultados, de los esfuerzos y tensiones producidas en los ejes y engranes, la *Resina Acetal* cumple satisfactoriamente con su esfuerzo admisible a la flexión con 34 MPa. Además de cumplir esta condición la resina acetal, posee características que lo hacen diferente a los demás polímeros.

#### **4.5.2.1** *Características principales:*

- Compacto y rígido
- Muy buen aislante eléctrico
- Resistente
- Buena flexibilidad
- Resistente al agua caliente, ácidos diluidos y productos de limpieza
- Mejores propiedades contra el desgaste
- Buenos resultados en su mecanización y pulido

#### **4.5.2.2** *Ejemplos de aplicaciones*

- Cojinetes
- Asientos
- Engranajes
- Soporte para piezas de recambio
- Piezas para carcasas diversas
- Cilindros de laminación
- Aristas para cojinetes
- Clavijas para enchufes
- Aisladores
- Piezas para amasar y agitar
- Juntas
- Piezas varias

**4.5.3** *Material para carcasa.* En función con el objetivo de este proyecto de construir una caja de cambios didáctica es necesario escoger un material que no solo cumpla con las condiciones de diseño por cargas y esfuerzos sino también tiene que ser un material translucido que permita observar el funcionamiento de la caja de cambios.

El polimetilmetacrilato (PMMA) más conocido en nuestro medio como acrílico, es un material translucido y resistente que será el material con el cual se fabricara la carcasa para la caja de cambios.

#### 4.6 Selección de rodamientos

Para poder elegir los rodamientos necesarios para la caja de cambios didáctica, utilizamos las fuerzas obtenidas en el análisis de cargas en los ejes ya que a partir de estos se puede escoger el rodamiento de las tablas que nos brinda SKF.

$$d = 32 \text{ cm}$$

$$\omega_{A1} = 247,46 \text{ rpm}$$

$$R_{dy} = 4696,65 \text{ N}$$

$$R_{dz} = 4696,65 \text{ N} * 0.1 = 469,66 \text{ N}$$

$$F_r = \sqrt{R_{dy}^2 + R_{dz}^2}$$

$$F_r = \sqrt{(4696,65)^2 + (469,66)^2}$$

$$F_r = 4720,07 \text{ N}$$

$$F_a = 0$$

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$$X_0 = 1$$

$$P_0 = F_r$$

Del catálogo de rodamientos SKF se tiene

$$f_L = 2,71 \text{ para } 10\,000 \text{ h como vida suficiente}$$

$$f_n = 1,03 \text{ para } 30 \text{ min}^{-1}$$

$$f_H = 1$$

$$f_S = 1,5 \text{ para exigencias elevadas}$$

Se selecciona un rodamiento de bolas para el eje primario con el código SKF- 7206 y se repite el procedimiento para la selección del rodamiento para los otros ejes cuya carga es menor a la del eje primario y de salida, sabiendo que la fuerza que tiene que soportar es 1170 N a 286.67 rpm. Por medio de los cálculos y el catálogo se escogió el rodamiento con el código SKF- 7204.

## CAPÍTULO V

### 5. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO

#### 5.1 Máquinas herramientas y equipo utilizado

Durante el proceso de construcción, montaje e instalación de la máquina para la construcción del equipo didáctico de una caja de cambios para vehículos pesados, se utilizaron los siguientes equipos, herramientas y accesorios.

- Torno
- Fresadora
- Taladro de pedestal
- Taladro de mano
- Esmeril
- Amoladora
- Pulidora
- Entenalla
- Arco de cierra
- Calibrador pie de rey
- Brocas
- Machuelos
- Playos
- Destornilladores
- Remachadora
- Cierra circular

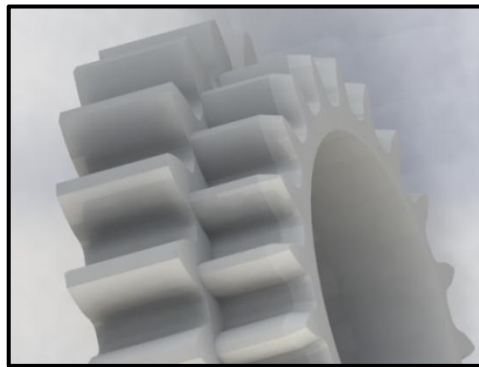
**5.1.2 Descripción del proceso de construcción.** Una vez que se ha designado los materiales óptimos para la construcción de la caja de cambios didáctica, una vez que se han realizado los análisis correspondientes: análisis de cinemática, análisis de cargas y esfuerzos y la teoría de fallo de Von mises, la construcción se remite al maquinado de los diferentes componentes.



## 5.2 Construcción de los engranajes.

Los engranajes ya establecidos sus medias por medio de la selección de un módulo moralizado, cálculo del número de dientes total entre ejes y cálculo del número de dientes de acuerdo a las relaciones deseadas por método iterativo, lo que resta es la fabricación de los mismos por medio del maquinado una fresadora con las siguientes especificaciones. Para poder facilitar el ingreso de las marchas al pasar la corona deslizable al dentado exterior de los piñones locos, los engranes tienen un chaflanado de 0.5 mm de longitud a  $75^\circ$  en los dentados exteriores.

Figura 75. Engrane con chaflanado



Fuente. Autores

Tabla 20. Características del engrane A1

Características	A1
Número de dientes	20
Pitch diameter	50
Diámetro mayor	55
Diámetro menor	43,75
Addendun	2,5
Dedendum	3,125
Ángulo de presión	20
Diámetro base	46,985
Circular pitch	5,625
Radio de filete	0,75
Ancho de cara	10

Fuente. Autores

Tabla 21. Características de los engranes del eje B

<b>Características</b>	<b>B1</b>	<b>B2</b>	<b>B3</b>	<b>B4</b>	<b>B5</b>	<b>B6</b>
Número de dientes	44	40	35	30	24	21
Pitch diameter	110	100	87,5	75	60	52,5
Diámetro mayor	115	105	92,5	80	65	57,5
Diámetro menor	103,75	93,75	81,25	68,75	53,75	46,25
Addendum	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Dedendum	3,125	3,125	3,125	3,125	3,125	3,125
Ángulo de presión	20	20	20	20	20	20
Diámetro base	103,62	93,969	82,223	70,476	56,381	49,333
Circular pitch	7,854	7,854	7,854	7,854	7,854	7,854
Radio de filete	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Ancho de cara	10	10	10	10	10	10

Fuente. Autores

Tabla 22 Características de los engranes del eje C

<b>Características</b>	<b>C1</b>	<b>C2</b>	<b>C3</b>	<b>C4</b>	<b>C5</b>	<b>C6</b>
Número de dientes	24	29	34	40	37	23
Pitch diameter	60	72,5	85	100	92,5	57,5
Diámetro mayor	65	77,5	90	105	97,5	62,5
Diámetro menor	53,75	66,25	78,75	93,75	86,25	51,25
Addendum	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Dedendum	3,125	3,125	3,125	3,125	3,125	3,125
Ángulo de presión	20	20	20	20	20	20
Diámetro base	56,381	68,127	79,873	93,969	86,921	54,032
Circular pitch	7,854	7,854	7,854	7,854	7,854	7,854
Radio de filete	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Ancho de cara	10	10	10	10	10	10

Fuente. Autores

Tabla 23. Características de los engranes del eje D

<b>Características</b>	<b>D1</b>	<b>D2</b>
Número de dientes	41	22
Pitch diameter	102,5	55
Diámetro mayor	107,5	60
Diámetro menor	96,25	48,75
Addendum	2,5	2,5
Dedendum	3,125	3,125
Ángulo de presión	20	20
Diámetro base	96,318	51,683
Circular pitch	7,854	7,854
Radio de filete	0,75	0,75
Ancho de cara	10	10

Fuente. Autores

Tabla 24. Características del engrane E

<b>Características</b>	<b>E1</b>
Número de dientes	42
Pitch diameter	105
Diámetro mayor	110
Diámetro menor	98,75
Addendum	2,5
Dedendum	3,125
Ángulo de presión	20
Diámetro base	98,667
Circular pitch	7,854
Radio de filete	0,75
Ancho de cara	10

Fuente. Autores

Figura 76. Todos los engranes



Fuente. Autores

### 5.3 Construcción de los ejes

El maquinado de los ejes se limita al refrentado y arranque de viruta hasta alcanzar el diámetro especificado de cada uno de éstos de acuerdo las medidas establecidas.

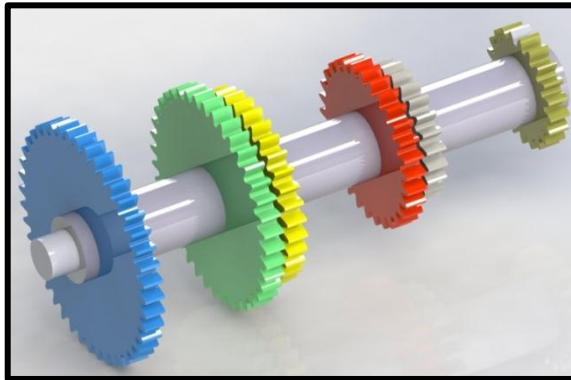
Tabla 25. Dimensiones de los ejes

Dimensiones	A	B	C	D	E
Longitud	150	270	298	135	120
Diámetro mayor	32	32	32	32	32
Diámetro menor	20	20	20	20	20

Fuente. Autores

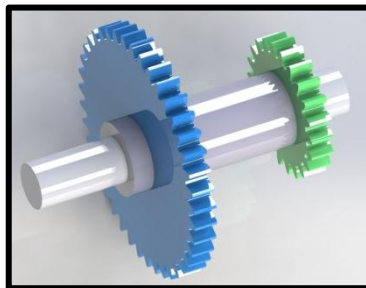
Los ejes B y D contienen a los engranajes fijos, los cuales por facilidad de implementación de éstos, los engranes son unidos por medio uniones con tornillo además de utilizar una resina que soporta más de 30 MPa de resistencia a tracción por lo que resulta conveniente realizar esta operación.

Figura 77. Eje intermediario B terminado



Fuente. Autores

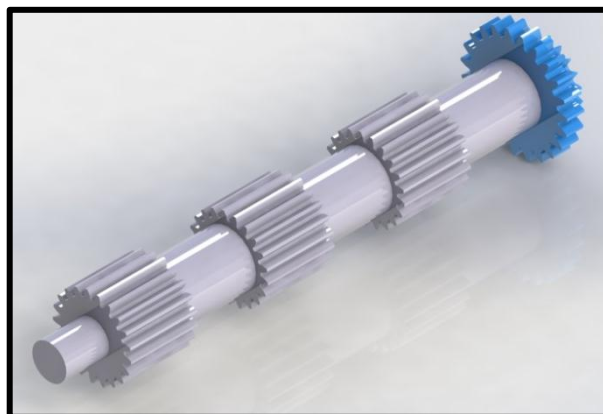
Figura 78. Eje intermediario D



Fuente. Autores

El eje C es el que contiene a los piñones locos para las marcha pero a su vez contiene a los cubos sincronizadores por lo que estos también deben ser maquinados en el mismo eje. Además el engrane C6 también es solidario al eje por motivos de montaje será unido al eje por medio de un tornillo.

Figura 79. Eje secundario C



Fuente. Autores

Las uniones deslizables que sirven para el apoyo y guía de los ejes entre si están maquinados en los ejes para el funcionamiento de la caja de cambios didáctica para camiones

#### 5.4 Construcción de la carcasa

Las dimensiones de la carcasa se establecieron desde el principio del diseño de la caja de cambios ya que se basó en un diseño ya establecido, pero durante el proceso de diseño no ha variado.

Tabla 26. Medidas de la carcasa

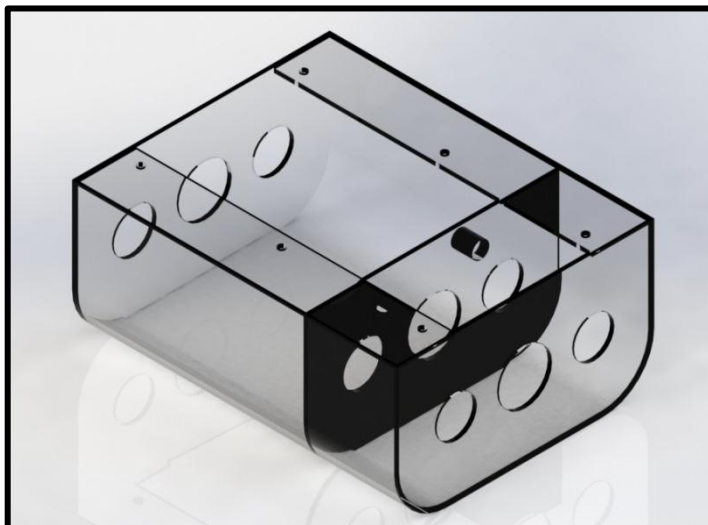
<b>Medidas</b> <b>Dimensiones</b>	<b>Real</b> <b>EF 12609L</b>	<b>Escala</b>	<b>Diseño</b> <b>(cm)</b>
Altura	60,5	1:2	$\cong 30$
Ancho	54,8	1:2	$\cong 27$
Profundidad	73,2	1:2	$\cong 36$

Fuente. Autores

La carcasa tendrá su proceso de fabricación por medio de la polimerización en masa que es quizás el método más obvio de síntesis de polímeros, es ampliamente practicada en la fabricación de los polímeros de condensación, en los que las reacciones son ligeramente exotérmicas y la mayor parte de la reacción tiene lugar cuando la viscosidad de la mezcla es todavía lo bastante baja para permitir con facilidad la mezcla, la transferencia de calor y la eliminación de las burbujas. El control de tales polimerizaciones es relativamente fácil.

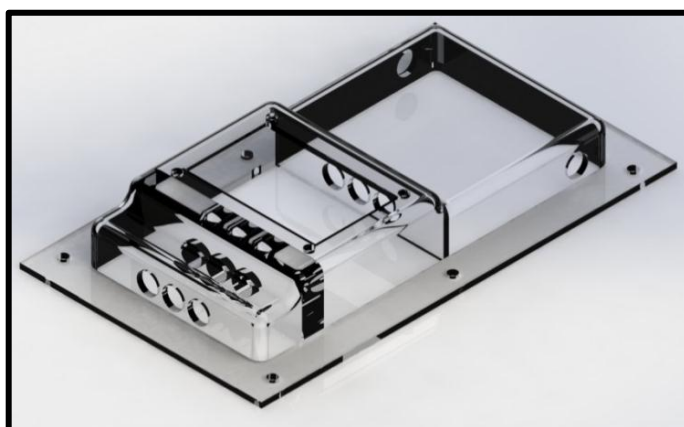
La polimerización en masa de los monómeros vinílicos es más difícil, pues las reacciones son altamente exotérmicas, y con los iniciadores usuales que se descomponen térmicamente, proceden a una velocidad que depende fuertemente de la temperatura. Esto, unido al problema de transferencia de calor en que se incurre debido al pronto incremento de la viscosidad en esta reacción, lleva a una dificultad de control y a una tendencia al desarrollo de "puntos calientes" y "zonas incontroladas" localizadas.

Figura 80. Carcasa de la caja de cambios



Fuente. Autores

Figura 81. Cubierta de la carcasa



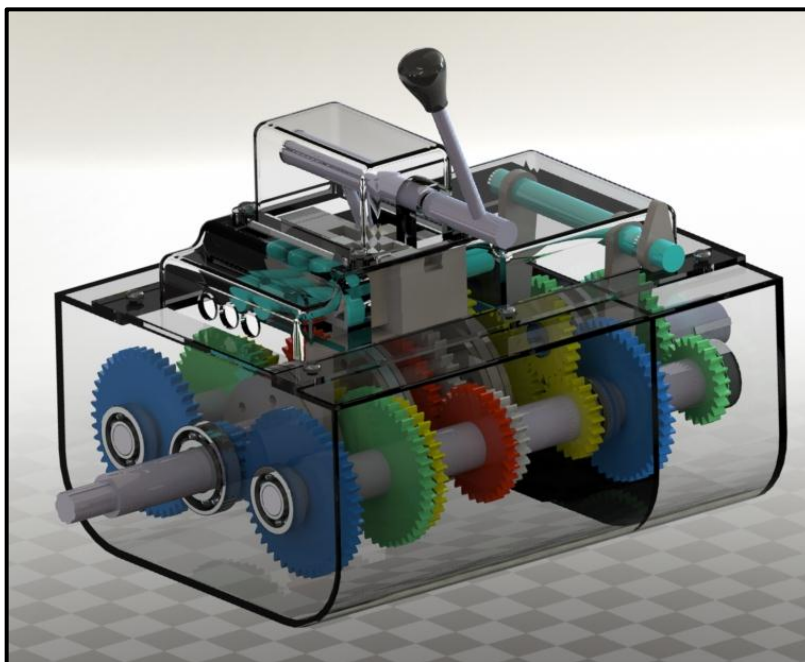
Fuente. Autores

Figura 82. Sobretapa de la carcasa



Fuente. Autores

Figura 83. Banco didáctico ensamblado (CAE)



Fuente. Autores

Figura 84. Banco didáctico



Fuente. Autores

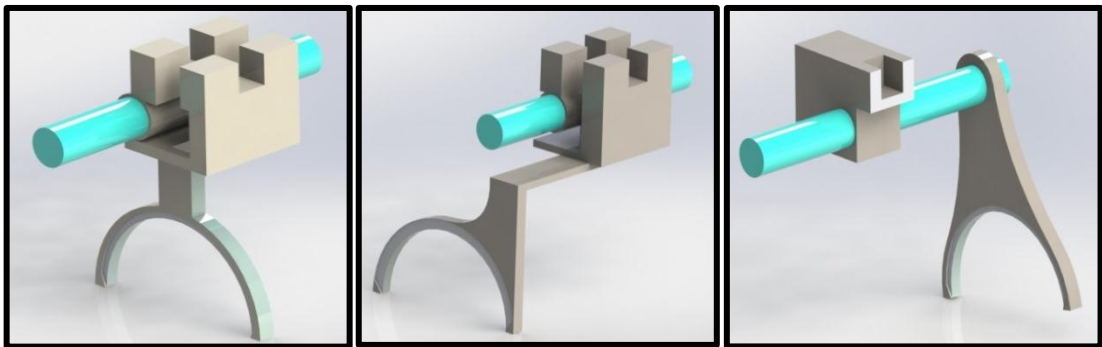


## 5.5 Construcción del mecanismo de accionamiento

El mecanismo de accionamiento para poder facilitar el cambio de marchas constituido por las horquillas, corona deslizante, ejes deslizables la uñeta y la palanca de cambios cuyas funciones ya explicados serán maquinados con las dimensiones establecidas en los planos.

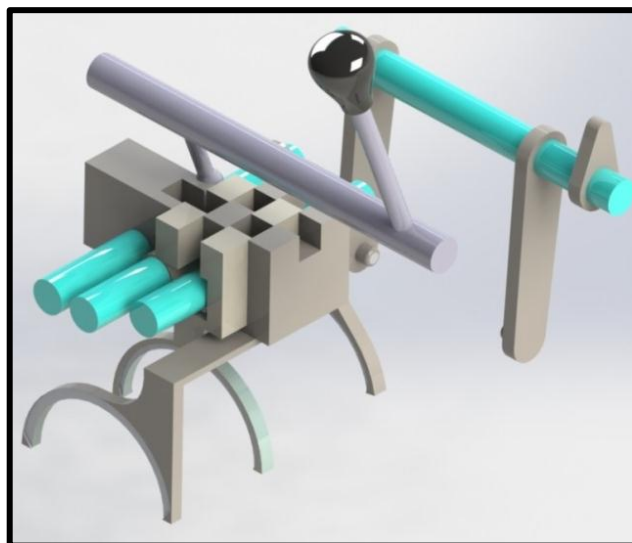
Su montaje es sencillo al estar dimensionado para que las horquillas acoplen con cada una de las coronas deslizables, teniendo cada horquilla un movimiento limitado entre 0 y 31 mm. Por facilitar la formación de este mecanismo se lo realizó de manera sencilla uniendo los cuatro componentes principales del mecanismo de accionamiento.

Figura 85. Horquillas y barras deslizables



Fuente. Autores

Figura 86. Mecanismo de accionamiento



Fuente. Autores

## 5.6 Estructura soporte

La función de la estructura será soportar al banco didáctico y al motor que permitirá el movimiento de la caja de cambios didáctica, sus dimensiones están detalladas en los planos. El material que se optó para la construcción de este banco es de aluminio debido a que el peso no es significativo con respecto a la real. La parte superior servirá para apoyar el banco como ya se lo explicó mientras que la inferior para poder apoyar el motor trifásico.

Figura 87. Corte de tubo cuadrado



Fuente. Autores

Figura 88. Taladrado para remaches



Fuente. Autores

Figura 89. Unión por remachado



Fuente. Autores

## 5.7 Implementación del motor trifásico

Siendo la fuente que va a dar el movimiento a la caja de cambios estará ubicado en paralelo con el eje motriz de la caja de cambios. No se realizó una metodología específica para la elección del motor ya que no se correlaciona con el objetivo del proyecto.

La utilización del motor se remite y resume con un motor trifásico que cumple con las condiciones iniciales del diseño de la caja de cambio didáctica para vehículos pesados.

Figura 90. Estructura soporte con motor



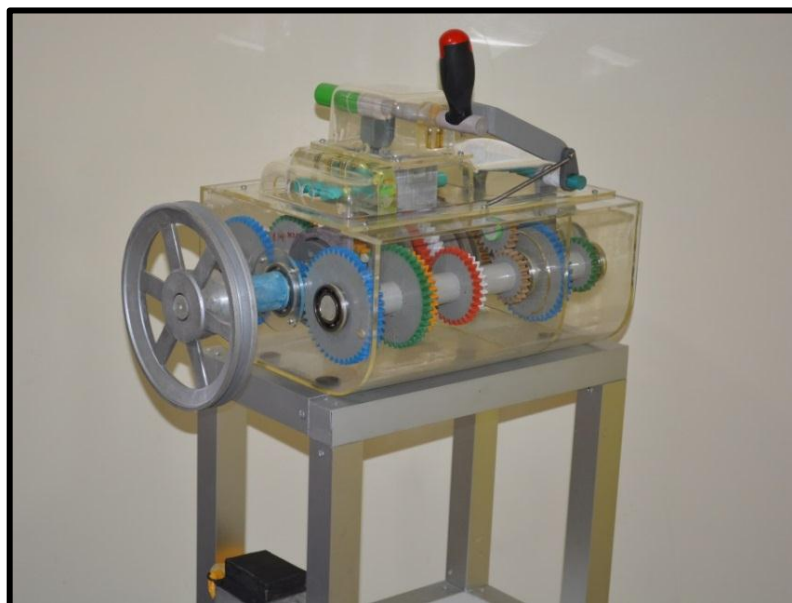
Fuente. Autores

Figura 91. Mecanizado de poleas



Fuente. Autores

Figura 92. Caja de cambios didáctica



Fuente. Autores

Figura 93. Banco didáctico armado



Fuente. Autores

## **CAPÍTULO VI**

### **6. FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS DEL BANCO DIDÁCTICO**

#### **6.1 Plan de pruebas**

Las pruebas que se realizaron al banco didáctico previo a su presentación final y para la comprobación de su funcionalidad, bajo los requerimientos impuestos para su diseño, como la potencia de entrada, configuración y relaciones de transmisión; se presenta el siguiente proceso de prueba.

##### **6.1.1** *Resistencia del banco didáctico.*

- a) Resistencia a la carga transmitida por el motor eléctrico trifásico.
- b) Sincronización correcta de los engranes.

##### **6.4.2** *Cambios de marcha.*

- c) De retro a low.
- d) De low a primera.
- e) De primera marcha a segunda marcha.
- f) De segunda a tercera marcha.
- g) De tercera a cuarta marcha.
- h) De cuarta a quinta marcha.
- i) De quinta a sexta marcha.
- j) De sexta a séptima marcha.
- k) De séptima a octava marcha.

##### **6.4.3** *Revoluciones de salida.*

- l) Conteo del número de revoluciones de salida para cada marcha.

## 6.2 Pruebas

Se inicia el plan de pruebas poniendo en marcha el motor que permite girar a la caja de cambios didáctica, en los cálculos se considera que la transmisión es ideal, es decir que la misma potencia que ingresa es igual a la que sale.

- a) Se enciende el motor que acciona la caja de cambios para que transmita la potencia de 1HP, manteniéndola encendida durante 10 minutos consecutivos, tiempo necesario para realizar una práctica por grupo de estudiantes.
- b) De igual manera con el motor encendido se observa y escucha el comportamiento de los engranes durante los 10 minutos de prueba, para esto los engranes pueden estar colocados en la posición neutral.
- c) Si la prueba a y b fueron satisfactorias se procede a mover el mecanismo de accionamiento se ingresa la velocidad de retro se observó su funcionamiento durante 10 segundos, se retorna a la posición neutral y después de 5 segundos se coloca la posición en la marcha low, se considera a estas dos marchas ya que siendo las de mayor desmultiplicación.
- d) Con la posición de la palanca en neutral se ingresa la primera marcha para así continuar con la segunda, y observar su funcionamiento, la velocidad de cambio es más rápida que de retro a low ya que la velocidad es ascendente.
- e) Se realiza el mismo procedimiento de segunda a tercera marcha.
- f) Se pasa desde la marcha tercera hasta la cuarta pasando por neutral.
- g) Al momento de accionar las marchas de gama alta, es decir de cuarta a quinta, el mecanismo de accionamiento para gamas se mueve.
- h) i) j) Se realiza el mismo procedimiento de cambio de marchas ascendente.

- k) Para el conteo del número de marchas se contó manualmente las revoluciones de salida de cada marcha por uno minuto cada una, con cuatro repeticiones para comprobar las relaciones de transmisión, considerando la velocidad de entrada del motor en 435 rpm.

Tabla 27. Revoluciones obtenidas en las pruebas.

	R	L	1	2	3	4	5	6	7	8
Rpm	33,5	35	51,25	70	96	128.5	175	239	329,5	435

Fuente. Autores

### 6.3 Comprobación y resultados

- a) La caja de cambios de tres ejes utilizada para vehículos pesados pasó esta prueba satisfactoriamente, ya que durante los 10 minutos consecutivos de prueba no se obtuvo ninguna falla evidente, esto quiere decir que la caja de cambios transmite la potencia deseada y soporta las cargas generadas.
- b) Los engranes sincronizan óptimamente ya que no se observó ninguna anomalía en el funcionamiento, así como también ningún ruido persistente más que el de la misma transmisión por engranes de dientes rectos.
- c) Para que la relación de transmisión de retro se active la corona deslizante se mueve desde el cubo sincronizador hasta el dentado externo del piñón loco de retro con facilidad sin ejercer ninguna fuerza excesiva: al regresar a neutral y ponerla en marcha low la misma corona se desliza hacia atrás, acoplándose con el piñón loco para low.
- d) El cambio de marchas ascendente, de primera a segunda, la corona correspondiente se mueve sin ningún esfuerzo y acopla los engranes correspondientes a la marcha.
- e) Lo mismo ocurre con las marchas posteriores, incluso al cambiar el mecanismo de accionamiento la corona deslizante de gama baja a velocidades de gama alta.

- l) Se tomaron datos del número de revoluciones por minuto que cada marcha producía al momento de ingresarlas. Estas revoluciones se convierten en la velocidad angular de salida y se facilita así, la comprobación de las relaciones de transmisión de la caja de cambios.

Tabla 28. Relaciones de transmisión obtenida y teórica

	R	L	1	2	3	4	5	6	7	8
$\omega_e$	435	435	435	435	435	435	435	435	435	435
$\omega_s$	32,5	35,00	51,25	70	96	128,5	175,0	239,0	329,5	435
$\omega_e/\omega_s$	13,25	12,42	8,48	6,21	4,53	3,38	2,48	1,82	1,32	1
Teórico	13,19	12,48	8,49	6,20	4,49	3,40	2,49	1,82	1,32	1
Error %	0,45	0,48	0,12	0,12	0,87	0,58	0,12	0	0	0

Fuente. Autores

Como se puede apreciar el error porcentual calculado no supera en ningún caso al 1% además de que el error existente se debe al conteo manual y a la transmisión del motor trifásico hacia el banco didáctico; siendo un error admisible para la comprobación de las relaciones de transmisión.

## 6.4 Plan de mantenimiento

Se pretende realizar una serie de actividades para que la caja de cambios didáctica funcione siempre en óptimas condiciones de esta manera conseguiremos un mejor desempeño ya que se le diera un mantenimiento preventivo.

Si fuera el caso un mantenimiento predictivo pero antes de eso es importante conocer los conceptos de mantenimiento.

**6.4.1 Mantenimiento.** Siendo un conjunto de actividades planificadas o imprevistas cuya finalidad consiste en mantener las máquinas y el equipo en un estado de operación, lo que incluye inspecciones, pruebas, servicio, calibración y reparación según sea el caso ya que se puede tener varios tipos de mantenimiento pero en este caso solo mencionaremos el preventivo y el correctivo.



Pero si se llega a desarrollar ciertas técnicas basadas en un estudio de posibles fallas se convierte en un plan de mantenimiento proporcionando una guía de políticas o criterios para la toma de decisiones en la maquinaria o equipo.

**6.4.2** *Mantenimiento preventivo.* Son aquellas acciones programadas y ejecutadas de manera que no se afecte su funcionamiento de forma imprevista. El propósito de este mantenimiento es tener en cuenta todas las fallas presentes para poder inspeccionar la caja de cambios y encontrar sus averías en una fase inicial, y corregirlas en el momento oportuno.

**6.4.3** *Mantenimiento correctivo.* Son las acciones efectuadas para devolver sus características iniciales y las condiciones normales de funcionamiento, luego de la aparición de un fallo.

Generalmente no se planifica ni se programa, debido a que el fallo ocurre de manera imprevista, al momento de la realización de una práctica o al momento de prueba.

**6.4.4** *Fallas y averías.* Después de tener claro los conocimientos básicos de los tipos de mantenimiento es necesario saber todas las posibles fallas que se pueden presentar en la caja de cambios didáctica, a continuación se menciona las más comunes.

- Falta de lubricación en las juntas, rodamientos y uniones deslizables.
- Exceso de transmisión de potencia ya que la caja de cambios es didáctica y soporta alrededor de 1 hp de potencia.
- El atascamiento que puede llevarse a cabo por las siguientes causas.

*Desincronización.* Sucede que al momento de desarmar la caja de cambios no se vuelva a poner sus piezas en el lugar adecuado de funcionamiento porque basta que se mueva un solo diente para que no funcione óptimamente.

*Pandeo de ejes.* Puede ser producido por la exposición a altas temperaturas debido a que el material empleado en su fabricación es resina acetal o también por la sobre carga en los extremos del eje por la manipulación.

*Coronas deslizables.* Estas pueden ser la causa de un atascamiento ya que si estas son accionadas más de una a la vez la caja de cambios no puede moverse. También puede suceder que la corona deslizable está mal acoplada esto quiere decir que no tendrá una buena superficie de contacto y no será capaz de funcionar correctamente.

*Presencia de objetos extraños.* Al momento de desarmar la caja de cambios hay el riesgo de que objetos extraños ingresen a la carcasa de la misma afectando de manera notable su funcionamiento.

Fracturas y danos por golpes.

**6.4.5 Soluciones.** A continuación se presentan las soluciones a las fallas mencionadas anteriormente.

- Para la falta de lubricación es recomendable realizar una limpieza periódica con WD-40.
- La fractura o fisura de dientes es causada por varios factores para ello se recomienda:
- Tener muy claro cuáles son las especificaciones de la caja de cambios para saber la máxima potencia que se puede transmitir sin dañar ningún componente de la misma.
- Para evitar la desincronización debemos tener en cuenta las posiciones iniciales de cada uno de los elementos antes de desarmar, para que cuando se vuelva a colocar sus componentes estos queden en la posición correcta de funcionamiento.
- Para el pandeo de ejes es recomendable que al momento de su despiece estos sean colocados en un lugar seguro alejado de altas temperaturas y libre de caídas porque al tener una sobre carga en los extremos el eje tiende a deformarse.
- Al manejar las coronas deslizables debemos tener claro cuál va a ser su movimiento en cada una de las marchas para evitar que estas se accionen más de

una a la vez ya que esto hace que la caja de cambios se trabe y no funcione, a más de eso se debe tener en cuenta que la superficie de contacto entre la corona deslizable y el cubo sincronizador debe ser la correcta para evitar un desgaste prematuro o un posible atacamiento.

- Cuando realicemos su respectivo despiece es recomendable hacerlo en un lugar apropiado con todas las herramientas necesarias y ser muy cuidadosos de que ningún objeto ajeno a la caja de cambios este dentro de ella ya que provocará un atascamiento y posibles daños a futuro.
- Finalmente es recomendable ser muy meticulosos cuando manipulemos algún componente de la caja de cambios para evitar caídas, golpes y otras cosas que pongan en riesgo la caja de cambios.

## **6.5 Mantenimiento por número de prácticas**

El plan de mantenimiento es una serie de tareas que se realizan de manera planeada y programada, se deben realizar con una frecuencia determinada.

Este proceso se realiza para la reducción importante de las fallas en la caja de cambios y de los costos involucrados por fallas mayores y lo más importante para extender de la vida útil y evitar el reemplazo de la misma.

A continuación presentamos el plan de mantenimiento desarrollado para la caja de cambios didáctica.

**Equipo:** Caja de cambios didáctica.

**Frecuencia de mantenimiento:** Mensual.

**Tiempo de duración:** 1 hora

**Materiales y Repuestos necesarios:** Equipo de protección y seguridad industrial, rodamientos (de ser necesario), engranes (de ser necesario) y lubricante multiuso WD40.

**Número de personas necesarias:** 1 persona.

**Periodos de estudio:** Una vez por mes.

Tabla 29. Plan de mantenimiento

Elementos	Trabajo	N° prácticas			
		5	15	30	80
Juntas	Examinar/Lubricar		X	X	X
Dientes de engranes	Examinar estado de superficie			X	
Ejes	Inspeccionar si hay juego o pandeos	X			
Horquilla	Inspeccionar alineación	X		X	
Rodamientos	Examinar/Limpiar/Lubricar		X		
Tornillos	Inspeccionar apriete		X	X	
Uniones deslizables	Examinar/Limpiar/Lubricar		X	X	X
Coronas deslizables	Inspeccionar alineación	X		X	
Carcasa	Examinar fisuras		X		X

Fuente. Autores

## **CAPÍTULO VII**

### **7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **7.1 Conclusiones**

Tras culminar el estudio de transmisiones se comprobó el funcionamiento de una caja de cambios para vehículos pesados, que se basa en el mismo principio de funcionamiento de una transmisión para vehículos livianos; la relación de engranes, de diferentes diámetros, por medio de ejes paralelos.

A lo largo de la realización de esta tesis se resaltó las características principales de una caja de cambios para vehículos pesados. Como: la utilización de contraejes intermediarios para reducir los esfuerzos que se producen en los mismos, la combinación de cajas de cambios para obtener dos o varias gamas de velocidad para que las relaciones de transmisión se establezcan en intervalos más cortos.

Por medio del método iterativo de aproximaciones sucesivas, a partir del modelo matemático impuesto, se calculó el número de dientes de los engranes para las relaciones de transmisión deseadas, siendo la parte fundamental del diseño del banco didáctico.

El uso de la ingeniería asistida por computadora (CAE) y el método de elementos finitos (MEF) permitió tener una idea más clara sobre el comportamiento de los componentes de la caja de cambios, así mismo la simulación de las cargas transmitidas ayudó a interpretar las tensiones y esfuerzos para elegir el material adecuado.

Las características mecánicas de la resina acetal evidenció el amplio uso de polímeros en la industria automotriz, a menor costo y con características similares a la de los metales. Su uso en maquinarias ya no solo se remite a cubiertas y accesorios sino también a partes mecánicas.

Esta herramienta didáctica facilita el aprendizaje de los estudiantes al momento de abordar temas donde la teoría no es suficiente, para comprender temas sobre transmisiones y su funcionamiento.

## **7.2 Recomendaciones**

El banco didáctico al estar sometido a constante rozamiento y al no tener un sistema propio de lubricación es fundamental no superar el tiempo límite de uso establecido y de ser el caso, seguir en el plan de mantenimiento establecido.

Durante el cambio de marchas procurar no ingresar demasiado rápido la marcha de retro para evitar daños en la transmisión.

En el caso de fractura de algún componente, como engranes o ejes, pueden ser reemplazados con otro de la misma geometría y material plástico distinto, mientras soporte los límites de carga y acople correctamente.

Durante alguna práctica u operación de desmontaje y montaje de la caja de cambios didáctica, revisar la posición de las coronas deslizables en posición neutral, si el flujo de movimiento es cerrado causará daños graves.

## **7.3 Recomendaciones para mejora**

La implementación de este banco didáctico es netamente mecánica, pero no está exento de mejoras electrónicas, se puede considerar el cambio marchas y la selección de gamas de velocidad.

La herramienta didáctica al ser impulsada por un motor trifásico esta expuesta a cortocircuitos o una sobrealimentación de voltaje teniendo como alternativa de seguridad el uso de fusibles o un disyuntor para evitar daños en el equipo.

La aplicación de un sensor tipo Hall o inductivo para el conteo de las revoluciones de entrada, de salida y de cada componente facilitaría el estudio cinemático de la caja de cambios.

## BIBLIOGRAFÍA

- AGUEDA, E. 2008.** *Sistema de transmisión y frenado, transporte y mantenimiento de vehículos*. s.l. : Paraninfo, 2008.
- ARIAS, Manuel. 2011.** *Manual de Automóviles*. Madrid : CIE DOSSAT, 2011.
- BYRNES, Mike. 2012.** *Bumper to Bumper*. EE.UU : Barron's Educational Series, 2012.
- CALVO, Jesús. 2007.** *Mecánica del automóvil actual*. Zaragoza : Universidad de Zaragoza, 2007.
- EATON Powering Business Worldwide. 2014.** EATON FULLER. [En línea] 2014. [Citado el: 15 de enero de 2014.]  
<http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/ProductsbyName/Fuller/index.htm>.
- FERRER, J. DOMÍNGUEZ, J. 2010.** *Sistemas de transmisión y frenado*. Madrid : Editex S. A., 2010.
- MEZQUITA, José. 2004.** *Tratado sobre automóviles*. Valencia : DE LA UPV, 2004.
- MIRAVETE, A. 2007.** *Mecánica del Automovil*. Zaragoza : INO, 2007.
- MOTOR, blogy:. 2013.** El legendario Ford T; primer vehículo masivo de la historia. [En línea] 2013. [Citado el: 4 de Octubre de 2013.]  
<http://www.blogymotor.com/motor/11895/fordt/clasico/tinnlizzie>.
- MOTT, Robert. 2010.** *Diseño de Elementos de Máquinas*. s.l. : Pearson, 2010.
- PÉREZ, Alonso. 2008.** *Electromecánica de Vehiculos, Sistemas de Transmisión y Frenado*. Madrid : Paraninfo, 2008.
- SHIGLEY, Joseph. 2008.** *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Mexico : McGraw-Hill, 2008.
- Wikipedia. 2013.** Caja de cambios. [En línea] 2013. [Citado el: 12 de Septiembre de 2013.]  
[http://es.wikipedia.org/wiki/Caja\\_de\\_cambios](http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios).
- . 2014.** Wikipedia. *Diagramas automotrices*. [En línea] 2014. [Citado el: 15 de enero de 2014.]